



## Desenvolvimento de uma interface gráfica para controlo de uma válvula direcional proporcional

GRAÇA DA CONCEIÇÃO RICARDO SOBRAL  
dezembro de 2018

**Desenvolvimento de uma interface gráfica para controlo  
de uma válvula direcional proporcional**

Tese/Dissertação do Mestrado em Engenharia  
Mecânica

Graça Conceição Ricardo Sobral

Dissertação submetida para a obtenção do grau de Mestre em  
Engenharia Mecânica

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica



4 de dezembro de 2018



---

Relatório da Unidade Curricular de Dissertação do 2º ano do Mestrado em Engenharia  
Mecânica

Candidato: Graça Conceição Ricardo Sobral, N°1150076, 1150076@isep.ipp.pt

Orientação Científica: Prof. Doutor António José Sousa Ferreira da Silva, afs@isep.ipp.pt

Coorientação Científica: Mestre Adriano Manuel de Almeida Santos, ads@isep.ipp.pt

Mestrado em Engenharia Mecânica

Departamento de Engenharia Mecânica

Instituto Superior de Engenharia do Porto



4 de dezembro de 2018

---

## *Agradecimentos*

Ao meu orientador e coorientador, Professor Doutor António José de Sousa Ferreira da Silva e Professor Adriano Manuel Almeida Santos, pelo acompanhamento, partilha de conhecimentos, pelas suas sugestões e pela liberdade que me permitiu, ao longo da presente dissertação.

Ao Engenheiro Miguel Silva, técnico do Laboratório de Automação pelos conhecimentos transmitidos, pela permanente disponibilidade e ajuda na resolução dos problemas que surgiram durante a realização deste trabalho, por todo apoio que me deu e pelas sugestões dadas ao longo de todo este trabalho.

Ao professor Pedro Frutuoso, pelo apoio e imediata disponibilidade para ajudar.

Ao meu amigo Óscar Ferreira que me incentivou a realizar o mestrado, pelo seu apoio e contributo para realização desta etapa na minha vida.

A todos um muito Obrigado!



## *Resumo*

As evoluções tecnológicas contribuem para a conceção de máquinas e de equipamentos hidráulicos cada vez mais precisos, culminando em processos de automatização que aliam perfeição, segurança e qualidade. Com as válvulas proporcionais hidráulicas é possível controlar a velocidade, força, aceleração e quaisquer condições dos movimentos impulsionados por este género de energia, o que proporciona eficiência máxima do sistema e conseqüentemente melhor produtividade.

Esta dissertação descreve a implementação de uma interface gráfica, que foi desenvolvida no Laboratório de Automação e Robótica Industrial (LARI) do ISEP para controlo de válvulas direcionais proporcionais hidráulicas existente nas bancadas de simulação de óleo-hidráulica. A interface ao interagir com um autómato programável Siemens S7/200 permite a visualização/alteração de parâmetros no autómato programável, de acordo com as necessidades do utilizador.

Este trabalho pretende ser um contributo para o ensino prático das características da hidráulica proporcional, para demonstrar aos alunos as várias características e comportamentos destes sistemas, através do desenvolvimento de um conjunto de exercícios didáticos automatizados em bancadas óleo-hidráulicas.

Comecei por efetuar o estudo das características das válvulas existentes na indústria e no ISEP, a seguir fez-se a análise dos meios de comando, características do autómato, consola e bancadas óleo-hidráulicas, após a análise, desenvolveram-se 2 conjuntos de exercícios, 1 conjunto para a válvula direcional proporcional Bosch Rexroth e outro para a válvula direcional proporcional da Vickers, para demonstração das potencialidades da hidráulica proporcional. Os exercícios automatizados envolvem sequências de ações programadas, como a programação de movimentos, cálculo de variáveis e leitura. Foram realizados diversos ensaios para validar e demonstrar as capacidades dos diferentes exercícios.

### Palavras-Chave

Válvula direcional proporcional, automação, autómato, consola, bancada didática, óleo-hidráulica



## *Abstract*

The technological evolutions contribute to the design of machines and hydraulic equipment's more and more precise, culminating in automation processes that combine perfection, safety and quality. With proportional hydraulic valves it is possible to control the speed, force, acceleration and any conditions of the movements driven by this kind of energy, which provides maximum efficiency of the system and consequently better productivity.

This dissertation describes the implementation of a graphical interface, which was implemented in the ISEP LARI to control proportional hydraulic proportional valves in the oil-hydraulic simulation benches. The interface when interacting with a Siemens S7/ 200 Programmable Logic Controller allows the display/change of Programmable Logic Controller parameters according to the user's needs.

This work intends to be a contribution to the practical teaching of the characteristics of proportional hydraulics, to demonstrate to the students the various characteristics and behaviors of these systems, through the development of a set of automated didactic exercises in the oil-hydraulic workbenches.

In a first phase of the work, the study of the characteristics of the valves in the industry and in the ISEP was carried out, after which the analysis of the control means, characteristics of the automaton, Human Machine Interface and oil-hydraulic benches were analyzed. 2 sets of exercises, 1 set for Bosch Rexroth proportional directional valve and one for Vickers proportional directional valve, to demonstrate the proportional hydraulics potential. Automated exercises involve sequences of programmed actions, such as motion programming, variable calculation, and reading. Several tests were carried out to validate and demonstrate the capabilities of the different exercises.

### Keywords

Proportional directional valve, automation, programmable logic controller, human machine interface, didactic bench, oil-hydraulic



# Índice

<b>AGRADECIMENTOS .....</b>	<b>VII</b>
<b>RESUMO.....</b>	<b>IX</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>XI</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>XV</b>
<b>ÍNDICE DE TABELAS .....</b>	<b>XIX</b>
<b>NOMENCLATURA .....</b>	<b>XXI</b>
<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO .....	1
1.2 OBJETIVOS.....	2
1.3 ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO .....	3
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>5</b>
2.1 CARACTERIZAÇÃO DAS VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS.....	5
2.1.1 <i>Válvulas direcionais proporcionais de comando direto, sem realimentação</i> .....	6
2.1.2 <i>Válvulas direcionais proporcionais de comando direto, com realimentação</i> .....	9
2.1.3 <i>Válvulas direcionais proporcionais de elevado desempenho.....</i>	11
2.1.4 <i>Válvulas direcionais proporcionais pilotadas, sem realimentação</i> .....	13
2.1.5 <i>Válvulas direcionais proporcionais pilotadas, com realimentação simples.....</i>	15
2.1.6 <i>Válvulas direcionais proporcionais pilotadas com realimentação dupla.....</i>	18
2.1.7 <i>Características das válvulas direcionais proporcionais de dois andares.....</i>	20
2.1.8 <i>Aplicações das válvulas direcionais proporcionais</i> .....	20
2.1.8.1 <i>Aplicações de acordo com o tipo de válvula</i> .....	21
2.1.8.2 <i>Aplicações de acordo com o tipo de gaveta</i> .....	24
2.2 CARACTERIZAÇÃO DAS VÁLVULAS DIRECIONAIS PROPORCIONAIS EXISTENTES NO LARI DO ISEP .....	34
2.2.1 <i>Caraterização da válvula direcional Bosch Rexroth.....</i>	34
2.2.2 <i>Caraterização da válvula Vickers.....</i>	44
<b>3 SISTEMA DE CONTROLO .....</b>	<b>49</b>
3.1 AUTÓMATO PROGRAMÁVEL (PLC) .....	49
3.2 CONSOLA TÁTIL (HMI).....	52
3.3 BANCADA GUSTAVO CUDELL.....	54
3.4 BANCADA FESTO.....	57
<b>4 PROGRAMAÇÃO .....</b>	<b>59</b>
4.1 PROGRAMAÇÃO DO AUTÓMATO .....	59
4.2 ESTRUTURAÇÃO DA HMI.....	62
4.3 ECRÃS DOS EXERCÍCIOS DA VÁLVULA PROPORCIONAL BOSCH REXROTH .....	65
4.3.1 <i>Ecrãs dos exercícios manuais.....</i>	65

4.3.2	<i>Ecrãs dos exercícios automáticos</i> .....	68
4.4	ECRÃS DOS EXERCÍCIOS VÁLVULA PROPORCIONAL VICKERS.....	70
4.4.1	<i>Ecrãs dos exercícios manuais</i> .....	70
4.4.2	<i>Ecrãs dos exercícios automáticos</i> .....	72
<b>5</b>	<b>EXERCÍCIOS DE DEMONSTRAÇÃO DIDÁTICA.....</b>	<b>74</b>
5.1	EXERCÍCIOS DIDÁTICOS VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL BOSCH REXROTH.....	74
5.1.1	<i>Ecrãs dos Resultados obtidos, exercícios manuais</i> .....	75
5.1.2	<i>Ecrãs dos Resultados obtidos, exercícios automáticos</i> .....	82
5.2	EXERCÍCIOS DIDÁTICOS VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL VICKERS .....	86
5.2.1	<i>Ecrãs dos Resultados obtidos, exercícios manuais</i> .....	87
5.2.2	<i>Ecrãs dos Resultados obtidos, exercícios automáticos</i> .....	92
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>97</b>
6.1	TRABALHOS FUTUROS .....	98
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>99</b>
	<b>OUTRA BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....</b>	<b>101</b>
	<b>ANEXO A. GRAFCET'S DE PROGRAMAÇÃO .....</b>	<b>105</b>

## *Índice de Figuras*

Figura 2.1 – Válvula proporcional direcional de comando direto, sem realimentação (Skinner, S. C., 1998).....	6
Figura 2.2 – Abertura da gaveta/passagem de caudal: a) maior quantidade; b) menor quantidade (Skinner, Steve, 2000).....	7
Figura 2.3 – Curva característica queda de pressão/caudal (Skinner, S. C., 1998).....	7
Figura 2.4 - Posição central da gaveta (Skinner, S. C., 1998).....	8
Figura 2.5 – Tipos de entalhes (Silva, A. F., 2016).....	8
Figura 2.6 – Curvas características dos diferentes tipos de entalhes (Silva, A. F., 2016).....	8
Figura 2.7 - Gavetas com diferentes capacidades de controlo do caudal (Skinner, S. C., 1998).....	9
Figura 2.8 - Válvula direcional proporcional de comando direto, com realimentação (Skinner, S. C., 1998).....	10
Figura 2.9 - Curva característica queda de pressão total/caudal (Skinner, S. C., 1998).....	11
Figura 2.10 - Válvula direcional proporcional de elevado desempenho (Skinner, S. C., 1998).....	12
Figura 2.11 – Posição de não atuação da válvula direcional proporcional de elevado desempenho (Skinner, S. C., 1998).....	12
Figura 2.12 - Válvula direcional proporcional pilotada, sem realimentação (Skinner, S. C., 1998).....	13
Figura 2.13 – Andar piloto da válvula direcional proporcional pilotada, sem realimentação (Skinner, S. C., 1998).....	14
Figura 2.14 – Deslocamento da gaveta principal (Skinner, S. C., 1998).....	15
Figura 2.15 - Válvula direcional proporcional pilotada, com realimentação simples (Skinner, S. C., 1998).....	16
Figura 2.16 – Válvula piloto da válvula direcional proporcional pilotada, com realimentação simples (Skinner, S. C., 1998).....	17
Figura 2.17 - Válvulas direcional proporcional pilotada com realimentação dupla (Skinner, S. C., 1998).....	18

Figura 2.18 - Válvula piloto da válvula direcional proporcional pilotada, com realimentação dupla (Skinner, S. C., 1998).....	19
Figura 2.19 - Curva característica queda de pressão/caudal (Skinner, S. C., 1998).....	20
Figura 2.20 - Gavetas com diferentes características de caudal (Skinner, S. C., 1998).....	24
Figura 2.21 - Circuito hidráulico simples (Skinner, S. C., 1998).....	26
Figura 2.22 – Representação válvula proporcional com estrangulamentos (Skinner, S. C., 1998).....	26
Figura 2.23 – Queda de pressão para cilindro assimétrico, relação de áreas 2:1 (Skinner, S. C., 1998).....	28
Figura 2.24 – Circuito com cilindro assimétrico e gaveta simétrica (Skinner, S. C., 1998)	29
Figura 2.25 - Circuito com gaveta assimétrica e cilindro assimétrico (Skinner, S. C., 1998).....	30
Figura 2.26 - Circuito com gaveta de comando secundário e cilindro assimétrico (Skinner, S. C., 1998).....	32
Figura 2.27 – Válvula direcional proporcional Bosch Rexroth.....	34
Figura 2.28 – Simbologia da válvula.....	35
Figura 2.29 - Esquema da carga atuante na câmara do cilindro .....	41
Figura 2.30 - Equilíbrio de forças na roldana do cilindro .....	41
Figura 2.31 - Curva caraterística da válvula direcional proporcional Bosch Rexroth .....	43
Figura 2.32 - Curvas caraterísticas da válvula direcional proporcional (Bosch, 2012).....	44
Figura 2.33 – Válvula direcional proporcional Vickers .....	45
Figura 2.34 - Centro da válvula direcional proporcional Vickers .....	45
Figura 2.35 – Curva característica do caudal (Festo, 2016) .....	46
Figura 2.36 – Curva característica do caudal .....	47
Figura 3.1 – PLC S7-200 com CPU 226 .....	50
Figura 3.2 – Fonte de alimentação LOGO!Power.....	51
Figura 3.3 – Módulos de expansão analógicos EM235 e EM232.....	51
Figura 3.4 - Fonte de alimentação de bancada Kiotto .....	52
Figura 3.5 - HMI T70 da Beijer Electronics.....	53
Figura 3.6 - Portas de comunicação da HMI T70 (Beijer, 2014) .....	54
Figura 3.7 – Bancada hidráulica.....	55
Figura 3.8 – Módulo bancada de armazenamento de componentes .....	56
Figura 3.9 – Elementos para controlo da válvula proporcional Bosch Rexroth.....	56
Figura 3.10 – Bancada Festo .....	57

Figura 3.11 - Unidade de acionamento hidráulico .....	58
Figura 3.12 - Elementos para controlo da válvula proporcional Vickers .....	58
Figura 4.1 – GRAFCET principal, válvula proporcional Bosch Rexroth .....	60
Figura 4.2 - GRAFCET principal, válvula proporcional Vickers .....	61
Figura 4.3 – GRAFCET de emergência .....	62
Figura 4.4 – Diagrama representativo da hierarquia dos menus criados na HMI .....	63
Figura 4.5 – Ecrã de execução do exercício 1, manual Bosch Rexroth .....	65
Figura 4.6 - Ecrã de execução do exercício 2, manual Bosch Rexroth .....	66
Figura 4.7 - Ecrã de execução do exercício 3, manual Bosch Rexroth .....	67
Figura 4.8 - Ecrã de execução do exercício 4, manual Bosch Rexroth .....	67
Figura 4.9 - Ecrã de execução do exercício 1, automático Bosch Rexroth .....	68
Figura 4.10 - Ecrã de execução do exercício 2, automático Bosch Rexroth .....	69
Figura 4.11 - Ecrã de execução do exercício 3, automático Bosch Rexroth .....	69
Figura 4.12 - Ecrã de execução do exercício4, automático Bosch Rexroth .....	70
Figura 4.13 - Ecrã de execução do exercício 1, manual Vickers.....	71
Figura 4.14 - Ecrã de execução do exercício 2, manual Vickers.....	71
Figura 4.15 - Ecrã de execução do exercício 3, manual Vickers.....	72
Figura 4.16 - Ecrã de execução do exercício 1, automático Vickers.....	72
Figura 4.17 - Ecrã de execução do exercício 2, automático Vickers.....	73
Figura 4.18 - Ecrã de execução do exercício 3, automático Vickers.....	73
Figura 5.1 - Circuito hidráulico simplificado – Bancada Gustavo Cudell .....	74
Figura 5.2 – Ecrã dos resultados obtidos exercício 1 .....	75
Figura 5.3 - Ecrã dos resultados obtidos exercício 2.....	76
Figura 5.4 – Ecrã do gráfico do caudal.....	78
Figura 5.5 – Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 25% de curso - Bosch Rexroth .....	78
Figura 5.6 - Movimento do cilindro para 25% de curso – Bosch Rexroth.....	79
Figura 5.7 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 75% de curso - Bosch Rexroth.....	80
Figura 5.8 - Movimento do cilindro para 75% de curso - Bosch Rexroth .....	80
Figura 5.9 – Ecrã dos resultados obtidos para exercício 4 .....	81
Figura 5.10 – Ecrã dos resultados obtidos, exercício 1, 1 volta do contador .....	82
Figura 5.11 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 1, fim contagem.....	83
Figura 5.12 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2 - Bosch Rexroth.....	83
Figura 5.13 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 3, 50% de curso, 1 volta do contador84	

Figura 5.14 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 3, 100% de curso, contador desligado .....	85
Figura 5.15- Circuito hidráulico simplificado – Bancada Festo.....	86
Figura 5.16 – Curva característica do caudal válvula direcional proporcional Vickers.....	87
Figura 5.17 – Ecrã dos resultados obtidos, exercício 1 - Vickers .....	88
Figura 5.18 - Ecrã de execução do exercício 2, 25% de curso - Vickers .....	89
Figura 5.19 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 75% de curso – Vickers.....	89
Figura 5.20 - Movimento do cilindro para 25% e 75% de curso – Vickers .....	90
Figura 5.21 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 3.....	91
Figura 5.22 - Determinação dos tempos de rampa .....	92
Figura 5.23 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 1, 1 volta do contador.....	93
Figura 5.24 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 50% de curso, 1 volta do contador.....	94
Figura 5.25 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 100% de curso .....	94
Figura 5.26 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 50% de curso, contador desligado .....	95
Figura 5.27 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 3.....	96

---

## *Índice de Tabelas*

Tabela 2.1– Aplicações típicas dos diferentes tipos de válvulas (Skinner, S. C., 1998).....	23
Tabela 2.2 – Caudal que atravessa a válvula Bosch Rexroth .....	35
Tabela 2.3 – Velocidade do cilindro.....	36
Tabela 2.4 – Caudal nominal - Bosch Rexroth.....	36
Tabela 2.5 – Caudal real – Bosch Rexroth .....	42
Tabela 2.6 - Caudal nominal - Vickers.....	46
Tabela 2.7 – Verificação do caudal nominal- Vickers .....	47
Tabela 3.1 - Dados técnicos do módulo de comando da bancada óleo-hidráulica.....	55
Tabela 5.1 – Valores obtidos para o caudal e tempo - Bosch Rexroth.....	76
Tabela 5.2 - Valores obtidos para o caudal e velocidade - Bosch Rexroth.....	77
Tabela 5.3 - Valores obtidos para o tempo e velocidade - Bosch Rexroth.....	77
Tabela 5.4 – Percentagem de curso para 100% de comando - Bosch Rexroth .....	81
Tabela 5.5 - Pressões nas câmaras do cilindro - Bosch Rexroth .....	82
Tabela 5.6 - Percentagem de curso para 30% de comando - Bosch Rexroth .....	84
Tabela 5.7- Valores obtidos para o caudal e tempo - Vickers .....	88
Tabela 5.8 - Valores obtidos para a velocidade e tempo - Vickers .....	90
Tabela 5.9 – Valores obtidos para o tempo calculado.....	92
Tabela 5.10 - Valores obtidos para a velocidade e o tempo - Vickers .....	95
Tabela 5.11 - Pressões nas câmaras do cilindro .....	96



## *Nomenclatura*

### **Abreviaturas**

AC	<i>Alternating current</i>
CPU	<i>Central Processing Unit</i>
DC	<i>Direct current</i>
EM	<i>Expansion Module</i>
GRAFCET	<i>GRAphe Fonctionnel de Commande Etape-Transition</i>
HMI	<i>Human Machine Interface</i>
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
LARI	Laboratório de Automação e Robótica Industrial
LED	<i>Light Emitting Diode</i>
LVDT	<i>Linear Variable Differential Transformer</i>
PLC	<i>Programmable Logic Controller</i>
PPI	<i>Point-to-Point Interface</i>
USB	<i>Universal Serial Bus</i>



# 1 Introdução

Atualmente, os engenheiros necessitam de um conhecimento aprofundado dos aspectos hidráulicos e eletrônicos da tecnologia proporcional, pois a competitividade do mercado e a exigência cada vez maior de qualidade e custo obriga a que as máquinas e os processos de fabrico sejam cada vez mais sofisticados. A maioria dos equipamentos hidráulicos tradicionais utiliza válvulas manométricas e fluxometrias, ajustadas manualmente, juntamente com válvulas direcionais (quase em exclusivo) de comando elétrico. À medida que vai aumentando a sofisticação dos processos de fabrico e dos requisitos das novas máquinas, começa a tornar-se evidente as limitações da hidráulica tradicional. Na prática, as potenciais vantagens das transmissões hidráulicas, como a suavidade, a reversibilidade e a capacidade de variação contínua de elevados valores de energia, nem sempre são fáceis de atingir usando válvulas convencionais de atuação manual e válvulas de comutação elétrica. A evolução de componentes eletrônicos, fiáveis e de baixo preço, tornou possível o aparecimento de uma nova família de válvulas hidráulicas designadas como “válvulas proporcionais”.

A hidráulica proporcional é uma tecnologia de ponta, combina a transferência hidráulica de força, com a precisão e flexibilidade do controlo eletrónico. Atualmente, compreender as tecnologias disponíveis em hidráulica proporcional tornou-se um requisito obrigatório se queremos projetar sistemas mais eficientes economicamente e com melhores desempenhos energéticos.

## 1.1 Contextualização

Devido a sofisticação dos processos de fabrico e dos requisitos das máquinas, vai-se tornando cada vez mais necessário recorrer à hidráulica proporcional, neste contexto surge o tema da presente dissertação, desenvolvimento de uma interface gráfica (Interface Homem Máquina - HMI), que permita a interação com um PLC Siemens S7/200 para

controlo de duas válvulas proporcionais hidráulicas existente nas bancadas de simulação óleo-hidráulica no LARI do ISEP.

A hidráulica proporcional é uma técnica de controlo de válvulas contínuas, com grandes vantagens em relação à hidráulica convencional. As potenciais vantagens das transmissões hidráulicas como a suavidade, a reversibilidade e a capacidade de variação contínua de elevados valores de energia, nem sempre são fáceis de atingir usando válvulas convencionais. O principal elemento que permite este tipo de uso na hidráulica é o solenoide proporcional. A hidráulica proporcional usa a eletrónica para a comutação do solenoide, permitindo que este crie uma força proporcional ao valor da corrente ou tensão que lhe é aplicada, podendo-se assim dispor de uma monitorização constante da posição do êmbolo de um cilindro e permitindo também a correção do seu posicionamento. Os movimentos na hidráulica proporcional são precisos, com um enorme grau de fiabilidade. A flexibilidade do comando eletrónico, aliada à sua boa capacidade de controlo de energia, cria assim a tecnologia ideal para muitas aplicações de comando de movimento e energia. Com a utilização da hidráulica proporcional, podemos executar acionamentos mais rápidos, mais precisos, e será possível fazer variar a velocidade e a força dos arranques e paragens dos atuadores, através do controlo com um PLC, combinado com a utilização de uma interface gráfica (HMI). Outra vantagem é a capacidade que a eletrónica de controlo nos dá, para criar rampas de aceleração e desaceleração, de forma a evitar os choques hidráulicos nos arranques e paragens nos movimentos demasiados rápidos dos equipamentos, permitindo assim transições mais suaves.

## **1.2 Objetivos**

Esta dissertação consiste na criação, implementação e desenvolvimento de uma interface gráfica para controlo de válvulas direcionais proporcionais, Bosch Rexroth e Vickers, existentes no LARI, nas bancadas óleo-hidráulicas Gustavo Cudell e Festo. Pretende com isto, dar um contributo para o ensino prático da hidráulica proporcional, através da criação e implementação de um conjunto organizado de exercícios didáticos adequados ao ensino das características de sistemas hidráulicos envolvendo componentes proporcionais. Como estrutura de suporte ao desenvolvimento e implementação dos exercícios, são usadas as capacidades de controlo e comando do autómato programável e da interface gráfica.

### 1.3 Organização do relatório

A presente dissertação está organizada em seis capítulos, sendo o primeiro capítulo esta parte introdutória. Os outros capítulos descrevem de forma mais detalhada e organizada o trabalho desenvolvido.

No capítulo 2 é realizada uma caracterização dos diferentes tipos de válvulas direcionais proporcionais existentes na indústria, bem como o estudo efetuado para a caracterização das válvulas direcionais proporcionais existentes no LARI.

O capítulo 3 é dedicado ao sistema de controlo necessário para comandar as válvulas direcionais proporcionais. É também descrito o PLC, e o HMI utilizado, e as bancadas óleo-hidráulicas onde será efetuado todo o trabalho desta dissertação.

No capítulo 4 é descrita a estrutura concebida e implementada para a programação tanto do PLC como da HMI. É realizada a apresentação dos ecrãs dos exercícios de hidráulica proporcional desenvolvidos na HMI, respetiva estrutura e organização.

O capítulo 5 é dedicado à apresentação e análise dos resultados obtidos nos exercícios que foram desenvolvidos.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões mais importantes do trabalho desenvolvido, bem como, a sugestão de propostas para enriquecer, futuramente, o trabalho.

Por fim, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas e incluídos alguns anexos com informações relevantes para o presente trabalho, *Grafcet's* de suporte aos exercícios.



# 2 Revisão Bibliográfica

Neste capítulo é feita a caracterização dos diferentes tipos de válvulas direcionais proporcionais existentes na indústria com particular ênfase para as do Laboratório de Automação do Departamento de Engenharia Mecânica do ISEP (LARI). O enfoque incide sobre as características técnicas, ou seja, sobre a sua forma de comando, tipo de alimentação, tipo de gaveta, e dentro do tipo de gaveta o caudal nominal, a posição central e o controlo do caudal.

## 2.1 Caracterização das válvulas direcionais proporcionais

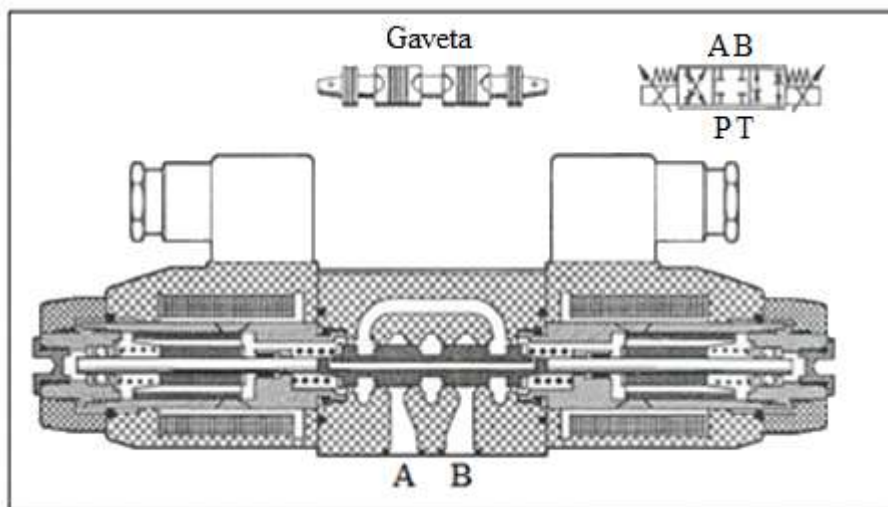
As válvulas direcionais proporcionais são acionadas por um sinal elétrico, que permite controlar a posição da gaveta e dessa forma controlar a direção e o valor do caudal que é enviado para um atuador. Esta flexibilidade de comando elétrico que as válvulas direcionais proporcionais oferecem possibilita, na maioria das vezes, a obtenção de circuitos hidráulicos com menos componentes, conseguindo-se poupanças em espaço, peso e custos (Skinner, S. C., 1998).

As vantagens que se obtêm pelo uso das válvulas direcionais proporcionais como suavidade, reversibilidade e a capacidade de variação contínua dos valores de energia nem sempre são fáceis de conseguir com as válvulas convencionais, obtendo-se desta forma níveis de desempenho das máquinas mais elevados, tempo de ciclos mais curtos, menor desperdício de energia, redução de fugas e aumento da vida útil dos componentes (Skinner, S. C., 1998).

### 2.1.1 Válvulas direcionais proporcionais de comando direto, sem realimentação

As válvulas direcionais proporcionais de comando direto sem realimentação são normalmente utilizadas para caudais até cerca de 160 l/min. A forma construtiva desta válvula é parecida com um estrangulador proporcional, mas adicionada com mais um solenoide que possibilita o movimento da gaveta para ambos os lados da posição central (Skinner, S. C., 1998).

Na **Figura 2.1** está representado um exemplo de uma válvula direcional de comando direto, sem controlo de posição da gaveta.



**Figura 2.1** – Válvula proporcional direcional de comando direto, sem realimentação (Skinner, S. C., 1998)

A abertura da gaveta é definida pela grandeza da corrente fornecida ao solenoide. Alterando a corrente fornecida ao solenoide a abertura da gaveta também se altera (**Figura 2.2**) controlando-se a quantidade de caudal que atravessa a válvula, ou seja, a circulação do caudal depende do solenoide atuado e é feita de P para A, de B para T, ou de P para B, de A para T. Estas válvulas têm alguma capacidade de compensação da força devido ao caudal que passa na gaveta, ou seja, há equilíbrio de forças, quanto maior for a abertura da gaveta maior terá de ser a força criada no solenoide, de forma a atingir o equilíbrio (Skinner, S. C., 1998).

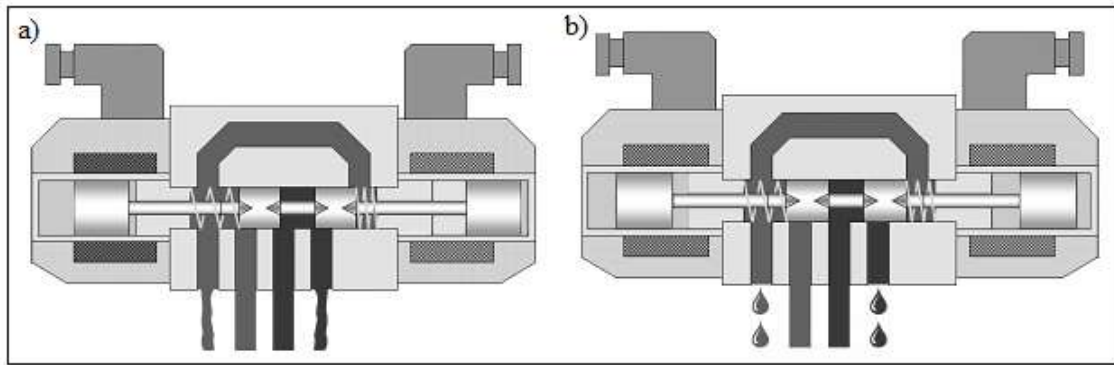


Figura 2.2 – Abertura da gaveta/passagem de caudal: a) maior quantidade; b) menor quantidade (Skinner, Steve, 2000)

Na **Figura 2.3** está ilustrada a curva característica deste género de gaveta, onde se pode observar que o caudal máximo, 17,5 l/min, é atingido para uma queda de pressão de cerca de 100 bar, e a partir deste ponto o caudal permanece praticamente constante. Até esta pressão o caudal da válvula é determinado pela queda de pressão na válvula e pelo sinal de entrada no solenoide. O caudal é independente da diferença de pressão para quedas de pressão superiores a 100 bar e é apenas controlado pelo sinal de entrada no solenoide (Skinner, S. C., 1998).

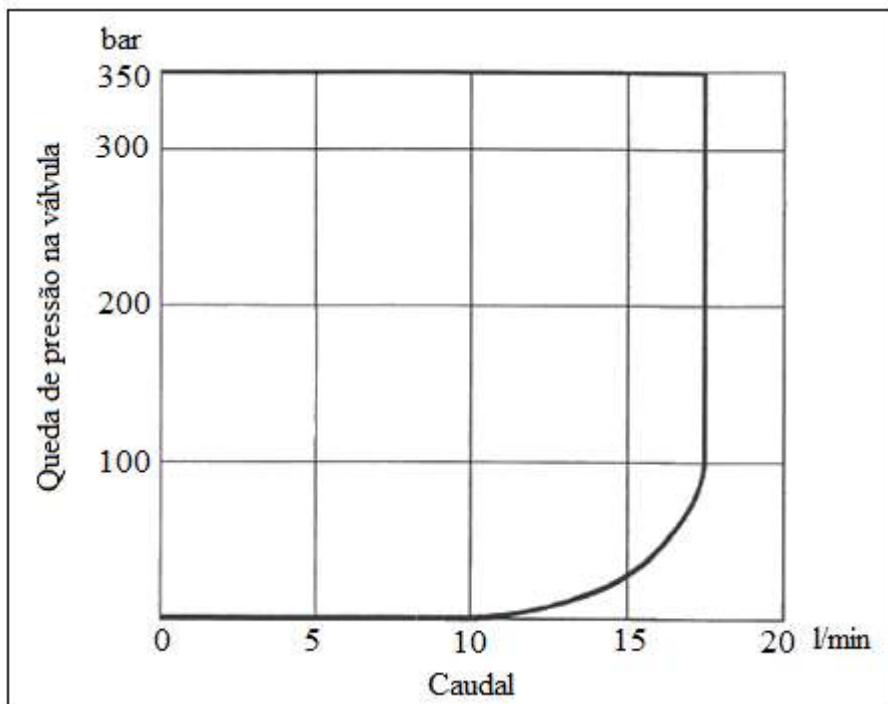


Figura 2.3 – Curva característica queda de pressão/caudal (Skinner, S. C., 1998)

Existem vários géneros de gavetas para este tipo de válvulas direcionais, que se distinguem por:

- Posição central: a escolha do tipo de centro é definida pelas necessidades da aplicação, pode ter todos os orifícios fechados, ou com os orifícios A e B parcialmente abertos ao reservatório (**Figura 2.4**) (Skinner, S. C., 1998).

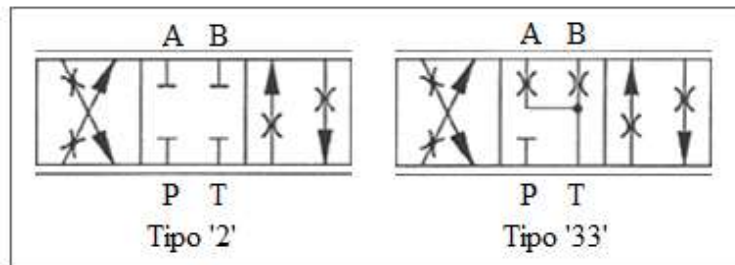


Figura 2.4 - Posição central da gaveta (Skinner, S. C., 1998)

- Tipo de entalhe: (**Figura 2.5**).

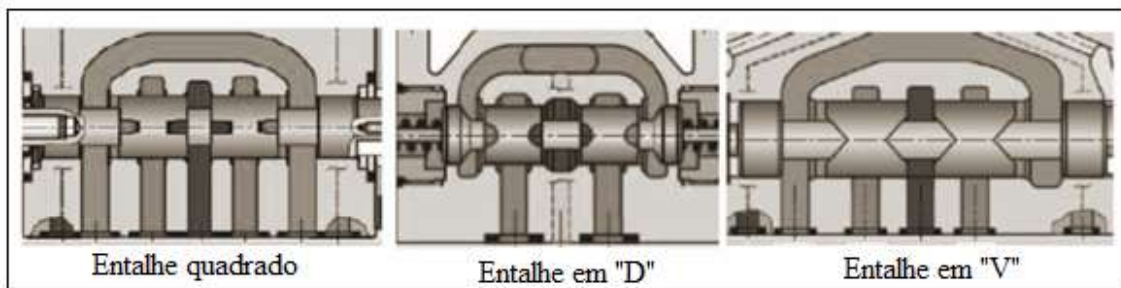


Figura 2.5 – Tipos de entalhes (Silva, A. F., 2016)

- A forma do entalhe determina a característica do caudal, na **Figura 2.6** estão ilustradas as curvas características dos três tipos de entalhe, entalhe quadrado a curva característica é uma curva, em "D" é praticamente linear e em "V" é parabólica.

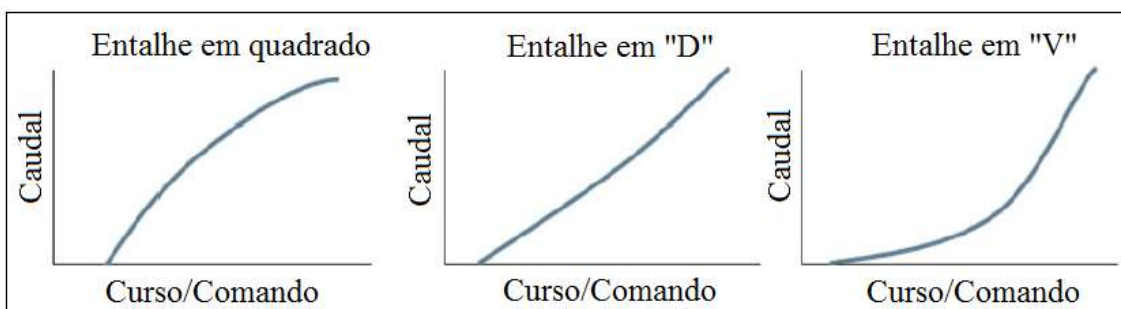
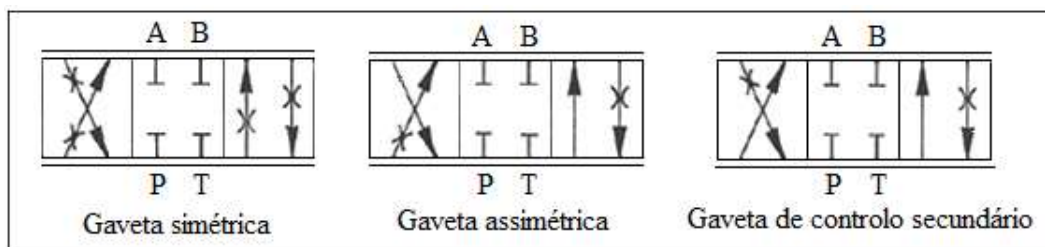


Figura 2.6 – Curvas características dos diferentes tipos de entalhes (Silva, A. F., 2016)

- **Caudal nominal:** o caudal nominal depende da forma, tamanho e número de entalhes. Existem gavetas com diversos caudais máximos admissíveis que podem ser aplicadas a qualquer tipo de válvula (Skinner, S. C., 1998).
- **Controlo do caudal:** existem gavetas com diferentes capacidades de controlo de caudal, nomeadamente, gaveta simétrica, gaveta assimétrica e gaveta de controlo secundário (**Figura 2.7**). A gaveta simétrica permite obter em ambas as passagens o mesmo estrangulamento. Com a gaveta assimétrica tem-se maior estrangulamento de P para B ou de B para T do que de P para A ou de A para T, esta diferença é possível porque em dois dos ressaltos da gaveta à variação do número de entalhes. Na gaveta de controlo secundário (*meter-out*) só existem estrangulamentos nos ressaltos da passagem de A para T e de B para T, ou seja, em direção ao reservatório. Na passagem de P para A e de P para B os ressaltos são semelhantes aos de uma válvula convencional (Skinner, S. C., 1998).

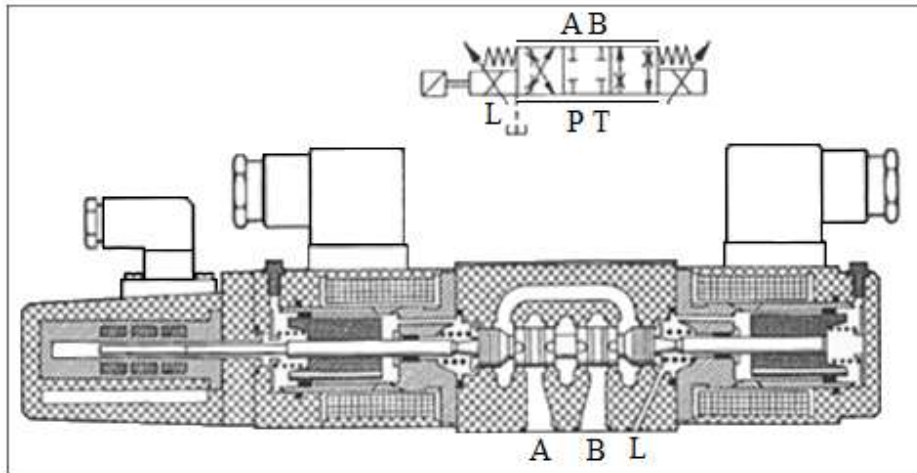


**Figura 2.7 - Gavetas com diferentes capacidades de controlo do caudal (Skinner, S. C., 1998)**

- **Recobrimento:** neste tipo de válvulas utilizam-se geralmente gavetas com recobrimento positivo, para reduzir a possibilidade do atuador se manter em movimento lento e diminuir as fugas na posição central (Skinner, S. C., 1998).

### 2.1.2 Válvulas direcionais proporcionais de comando direto, com realimentação

As válvulas direcionais de comando direto, com realimentação (**Figura 2.8**) possuem um LVDT (Linear Variable Differential Transformer), para se obter um posicionamento preciso da gaveta.



**Figura 2.8 - Válvula direcional proporcional de comando direto, com realimentação (Skinner, S. C., 1998)**

Neste género de válvulas não existe compensação da pressão, porque a abertura da gaveta até ao seu limite, caudal máximo, é independente do valor do caudal, pressão e forças de atrito. O caudal aumenta proporcionalmente à raiz quadrada da diferença de pressão à medida que a queda de pressão aumenta. O aumento do caudal e da queda de pressão faz com que o valor das forças de caudal que atuam sobre a gaveta aumente. Este aumento de forças origina no solenoide, a partir de determinada altura, incapacidade de manter a posição da gaveta, assim sendo a gaveta terá tendência para se movimentar para a posição central, originando uma diminuição do caudal com o aumento da pressão, como se pode ver na **Figura 2.9**. O gráfico da curva mostra que para uma queda de pressão superior a 100 bar, as forças de caudal são capazes de vencer a força do solenoide (vértice da curva), o aumento da queda de pressão provoca o fecho da gaveta e consequentemente uma redução do caudal (Skinner, S. C., 1998).

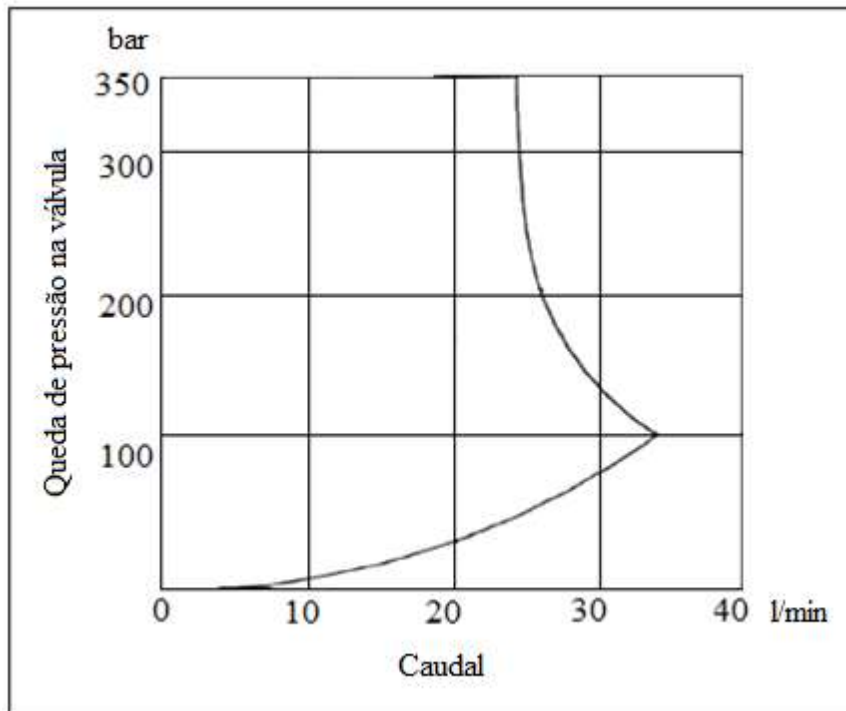


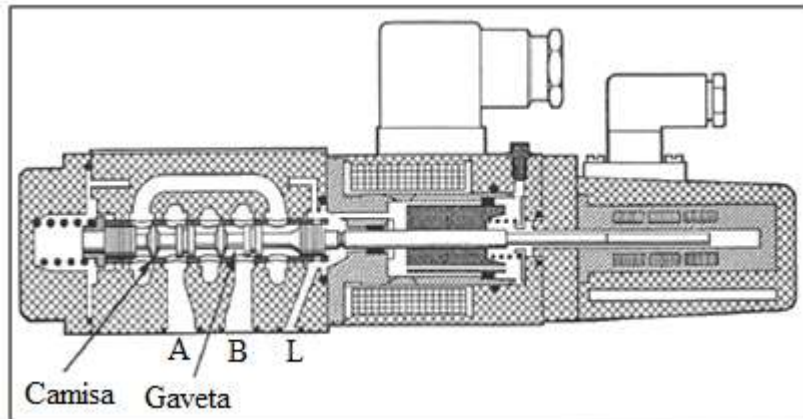
Figura 2.9 - Curva característica queda de pressão total/caudal (Skinner, S. C., 1998)

### 2.1.3 Válvulas direcionais proporcionais de elevado desempenho

A válvula direcional proporcional de elevado desempenho contém somente um solenoide para efetuar o deslocamento da gaveta para ambos os lados da posição central, **Figura 2.10**, (Skinner, S. C., 1998).

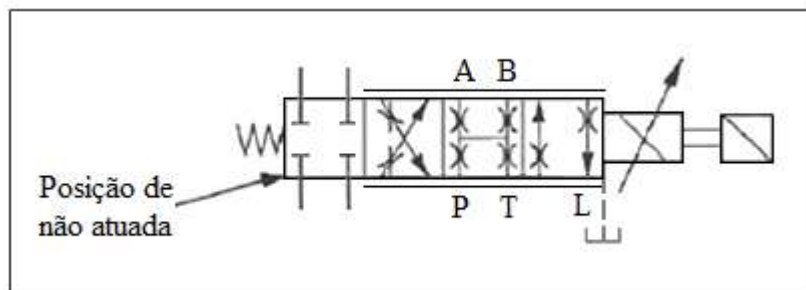
Estas válvulas foram produzidas de forma a satisfazerem determinados requisitos, são normalmente utilizadas em aplicações mais delicadas de controlo em malha fechada, onde é necessária uma válvula com melhores características de desempenho, tais como (Skinner, S. C., 1998):

- Tempos de resposta muito curtos;
- Muito baixa histerese;
- Alto ganho em pressão;
- Recobrimento nulo ou negativo.



**Figura 2.10 - Válvula direcional proporcional de elevado desempenho (Skinner, S. C., 1998)**

Através de um sinal de comando, positivo ou negativo, a corrente no solenoide aumentará ou diminuirá provocando o deslocamento da gaveta para o lado correspondente, até que o sinal de entrada coincida com o sinal do transdutor de deslocamento. Esta gaveta tem uma posição de repouso auxiliar (**Figura 2.11**), para a qual a gaveta se desloca, em situações de falha de alimentação ou de paragem da máquina, pela ação da mola quando o solenoide não é atuado. A gaveta movimenta-se para a posição central sempre que o solenoide esteja parcialmente ativado, ou seja, para um valor baixo de sinal de comando (Skinner, S. C., 1998).



**Figura 2.11 – Posição de não atuação da válvula direcional proporcional de elevado desempenho (Skinner, S. C., 1998)**

De forma a melhorar o desempenho da gaveta esta movimenta-se no interior de uma camisa presa ao corpo da válvula (**Figura 2.10**), conseguindo-se assim, uma perfeita coincidência entre os orifícios de passagem e as arestas da gaveta. Possibilitando a utilização de gavetas com recobrimento negativo ou nulo (Skinner, S. C., 1998).

### 2.1.4 Válvulas direcionais proporcionais pilotadas, sem realimentação

Caudais próximos dos 160 l/min ou que os excedam, necessitam de válvulas de dois andares (Figura 2.12) (Skinner, S. C., 1998).

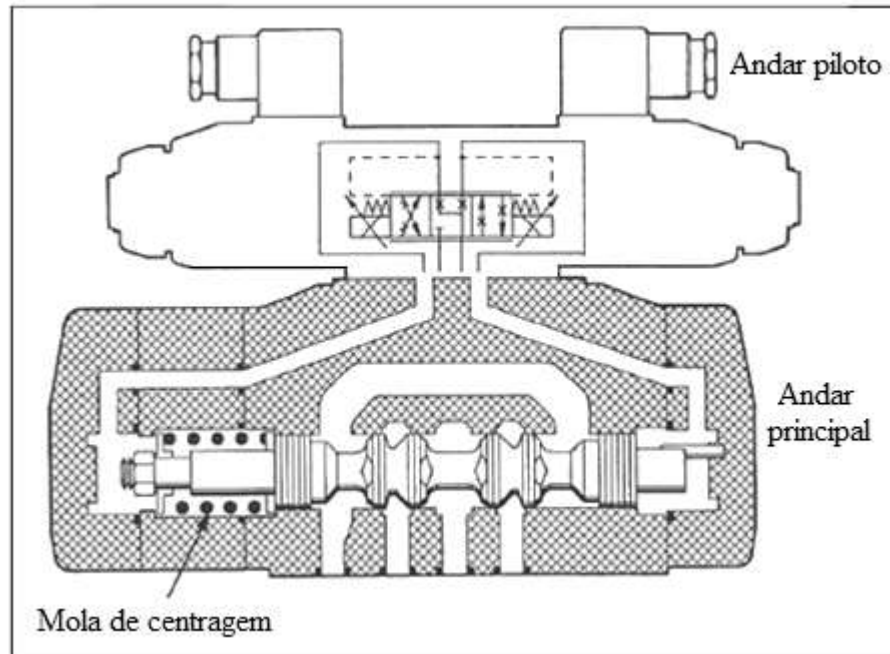
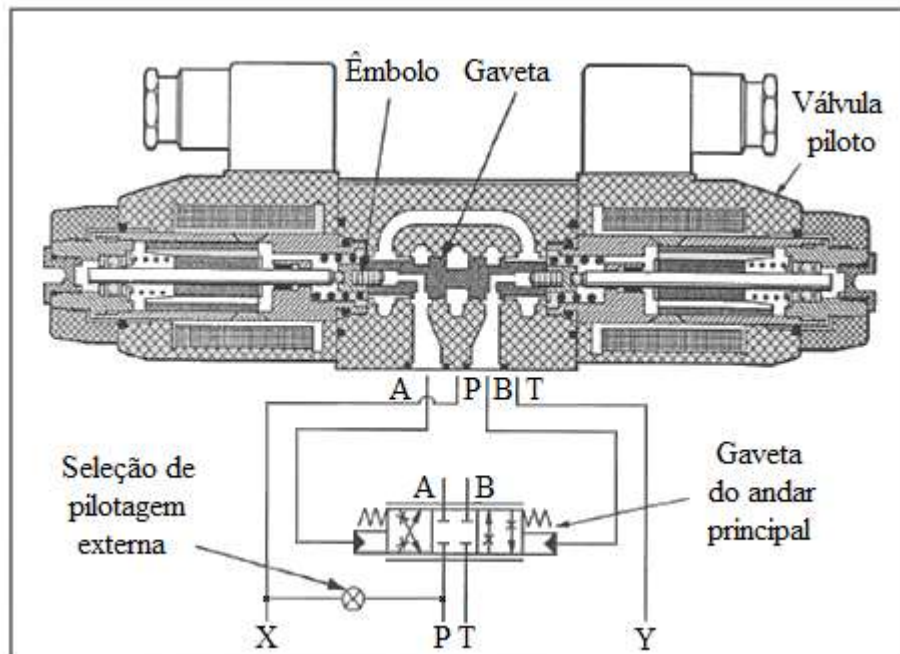


Figura 2.12 - Válvula direcional proporcional pilotada, sem realimentação (Skinner, S. C., 1998)

O andar principal é constituído por uma gaveta (gaveta principal), que se movimenta no interior do corpo e contém entalhes que permitem melhor controlo do caudal. A centragem da gaveta é efetuada por uma mola. É esta mola a responsável pelo movimento da gaveta, quer para a direita ou esquerda da posição central. Independentemente do sentido do movimento a mola consegue garantir que a mesma força de retorno é aplicada à gaveta, evitando-se o uso de duas molas, cuja rigidez teria de ser bastante aproximada (Skinner, S. C., 1998).

A variação da pressão nas câmaras das extremidades da válvula piloto provoca a variação da posição da gaveta principal, aumentando a pressão numa das extremidades provocará o seu deslocamento, comprimindo a mola até que haja um equilíbrio de forças, entre a força daí resultante e a força devida à aplicação da pressão. O movimento da gaveta principal está relacionado com a diferença de pressão existente nas câmaras das extremidades (Skinner, S. C., 1998).

O andar piloto (**Figura 2.13**) consiste numa válvula proporcional de gaveta com dois solenoides, cuja função é controlar a pressão nas câmaras ligadas aos orifícios A e B da gaveta principal. Esta gaveta tem nas suas extremidades pequenas furações e êmbolos que permitem realizar a função de controlo de pressão, diferenciando assim das gavetas direcionais convencionais (Skinner, S. C., 1998).



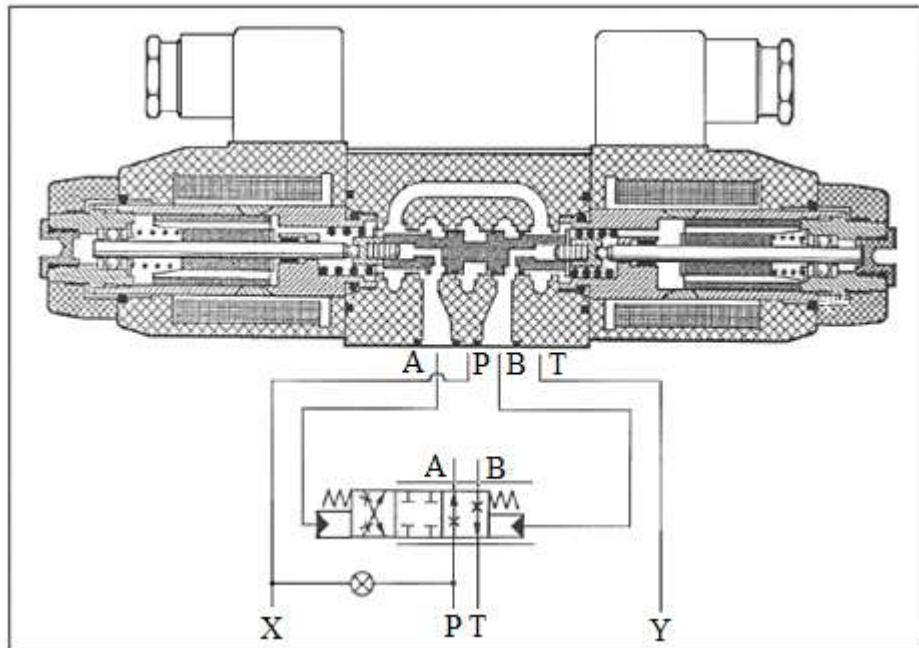
**Figura 2.13 – Andar piloto da válvula direcional proporcional pilotada, sem realimentação (Skinner, S. C., 1998)**

A válvula piloto recebe a pressão destinada ao orifício P através de uma fonte externa, orifício X da válvula, ou por intermédio de furações internas do orifício P da válvula principal (**Figura 2.13**). A ligação ao reservatório do orifício T da válvula piloto é efetuada através do orifício ‘Y’ da válvula principal (Skinner, S. C., 1998).

A gaveta piloto mantém-se na posição central quando os dois solenoides não se encontram atuados. Nesta posição (**Figura 2.13**) as câmaras da gaveta principal, orifícios A e B, estão em descarga, por meio dos entalhes da gaveta piloto, para reservatório e a passagem de pressão, orifício P, está bloqueada (Skinner, S. C., 1998).

A válvula piloto ao controlar a pressão nas câmaras da gaveta principal opera como uma válvula redutora de pressão. Porque o solenoide do lado esquerdo ao atuar faz deslocar a gaveta piloto para a direita, abrindo as passagens de P para B e de A para T,

fazendo com que a gaveta principal se movimente para a esquerda (**Figura 2.14**) (Skinner, S. C., 1998).



**Figura 2.14 – Deslocamento da gaveta principal (Skinner, S. C., 1998)**

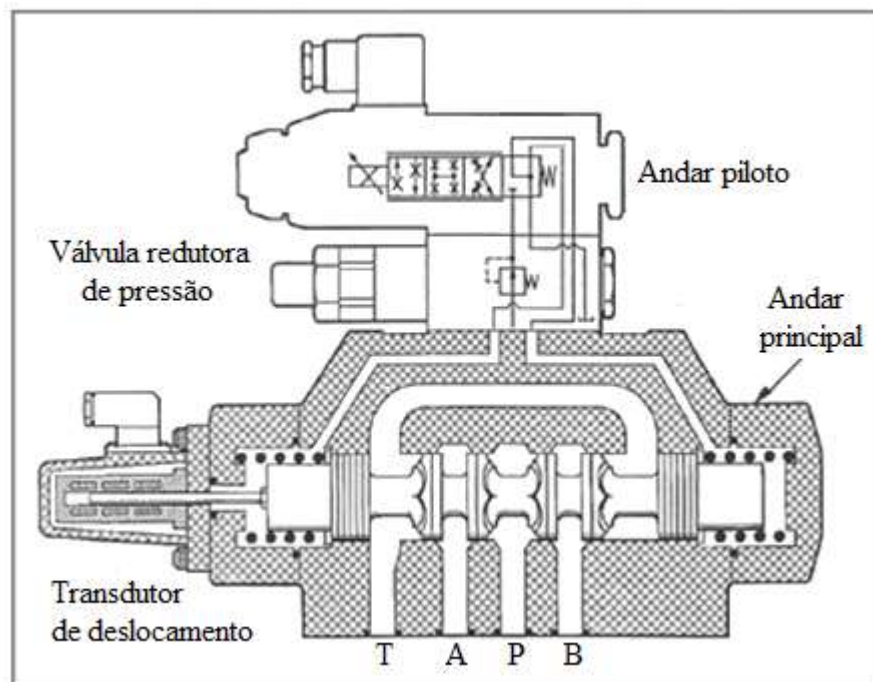
O pistão que se encontra no lado direito da gaveta piloto é atuado através de pequenos orifícios pela pressão criada no orifício B da válvula piloto, e que corresponde à câmara direita da gaveta principal. Ao movimentar-se o pistão é impelido de encontro a um batente e simultaneamente a força do solenoide é contrariada através da ação da pressão no orifício B. Logo, as forças devido à pressão e a força do solenoide anulam-se colocando a gaveta numa posição de equilíbrio (Skinner, S. C., 1998).

A corrente do solenoide controla a força do solenoide que, por sua vez, define a pressão no orifício B da válvula piloto. Por uma ação idêntica, atuando o solenoide do lado direito a gaveta movimenta-se no sentido oposto (Skinner, S. C., 1998).

### 2.1.5 Válvulas direcionais proporcionais pilotadas, com realimentação simples

As válvulas direcionais proporcionais pilotadas contêm um transdutor de deslocamento unido à gaveta da válvula principal (**Figura 2.15**). A válvula é constituída, por uma válvula principal que possui no seu interior uma gaveta centrada por molas e por uma válvula piloto com apenas um solenoide. Inclui ainda, entre o andar piloto e o andar

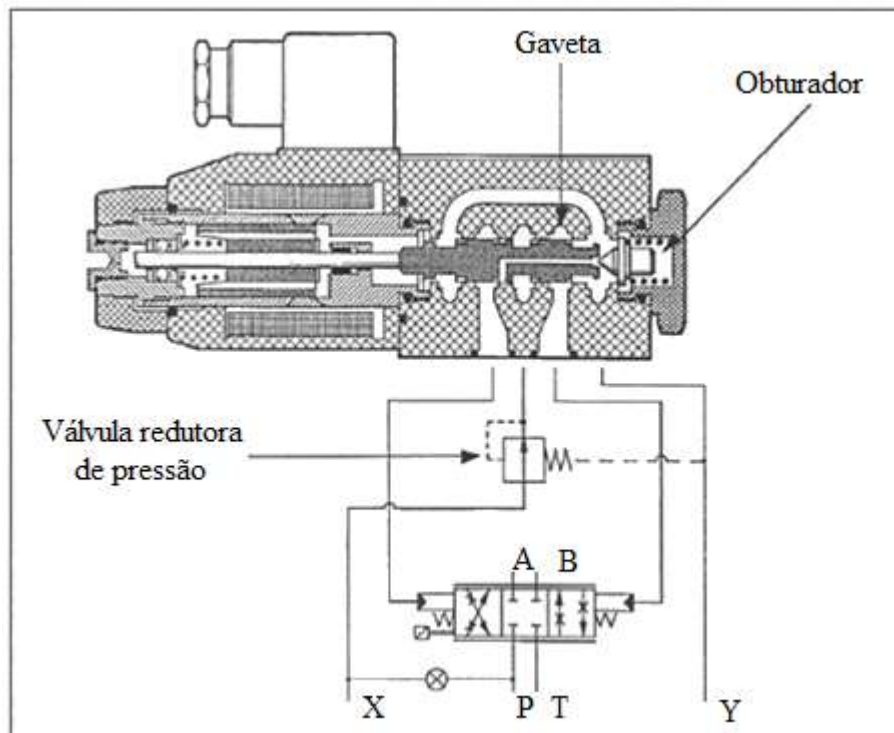
principal, uma válvula redutora de pressão, para garantir uma pressão de pilotagem constante (Skinner, S. C. 1998).



**Figura 2.15 - Válvula direcional proporcional pilotada, com realimentação simples (Skinner, S. C., 1998)**

A válvula do andar piloto tem uma forma especial de gaveta e obturador cônico (**Figura 2.16**). O solenoide quando está em funcionamento impele a gaveta de encontro ao obturador tapando o orifício no interior da gaveta. A gaveta principal movimenta-se para a posição central quando a gaveta piloto se movimenta também para essa posição, para que esse deslocamento aconteça é necessário que o solenoide esteja 50% atuado (Skinner, S. C., 1998).

O fluido é enviado para os extremos da gaveta principal, direita ou esquerda, provocando o seu deslocamento num sentido ou no outro por meio do aumento ou da diminuição do sinal no solenoide. Quando o sinal de realimentação do transdutor de deslocamento for igual ao sinal de referência inserido no amplificador eletrônico a gaveta deixa de se deslocar, sendo este sinal remetido ao solenoide e modulado para manter a gaveta principal na posição desejada (Skinner, S. C., 1998).

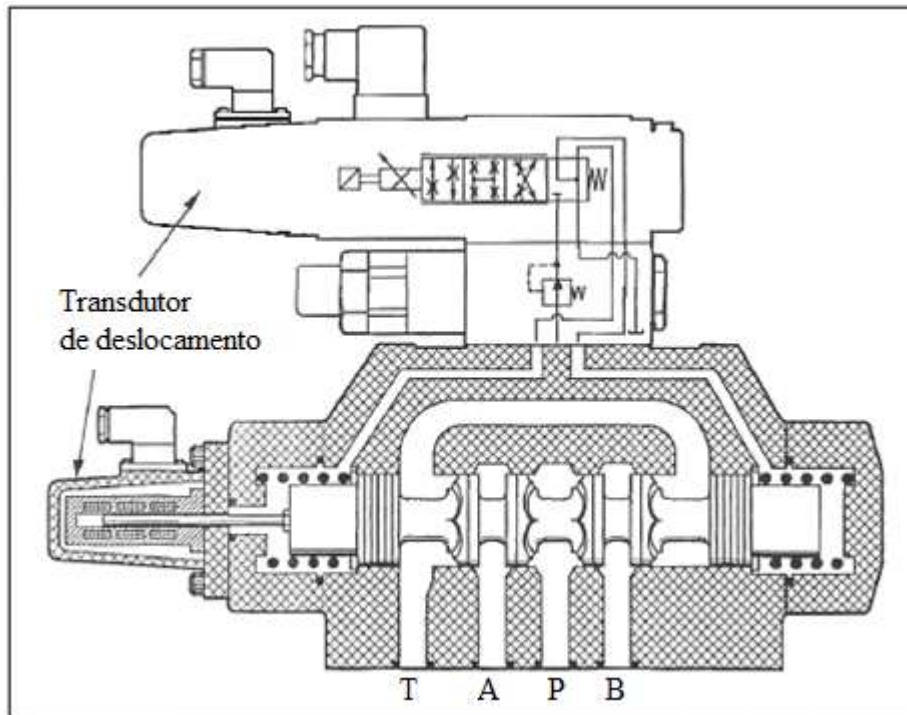


**Figura 2.16 – Válvula piloto da válvula direcional proporcional pilotada, com realimentação simples (Skinner, S. C., 1998)**

Na representação esquemática da válvula (**Figura 2.15**) a gaveta piloto apresenta quatro posições. Tal como nas válvulas de elevado desempenho, a posição mais à direita representa a posição de repouso, para a qual a gaveta se desloca em situações de falha de alimentação ou de paragem da máquina. Nestes casos o obturador e a gaveta são empurrados para a esquerda pela mola do obturador da gaveta piloto. A gaveta é afastada do obturador devido à pressão existente nas câmaras da gaveta principal, fazendo com que as câmaras sejam escoadas, a câmara direita da gaveta principal é escoada para o reservatório por meio da aresta da gaveta e a câmara esquerda é escoada através do orifício no interior da gaveta piloto. A gaveta é devolvida à posição central pelas molas existentes em ambos os lados da gaveta principal (Skinner, S. C., 1998).

### 2.1.6 Válvulas direcionais proporcionais pilotadas com realimentação dupla

Para melhorar o comportamento dinâmico das válvulas direcionais proporcionais de dois andares, são-lhes acoplados, no andar piloto e no andar principal, transdutores de deslocamento (**Figura 2.17**).

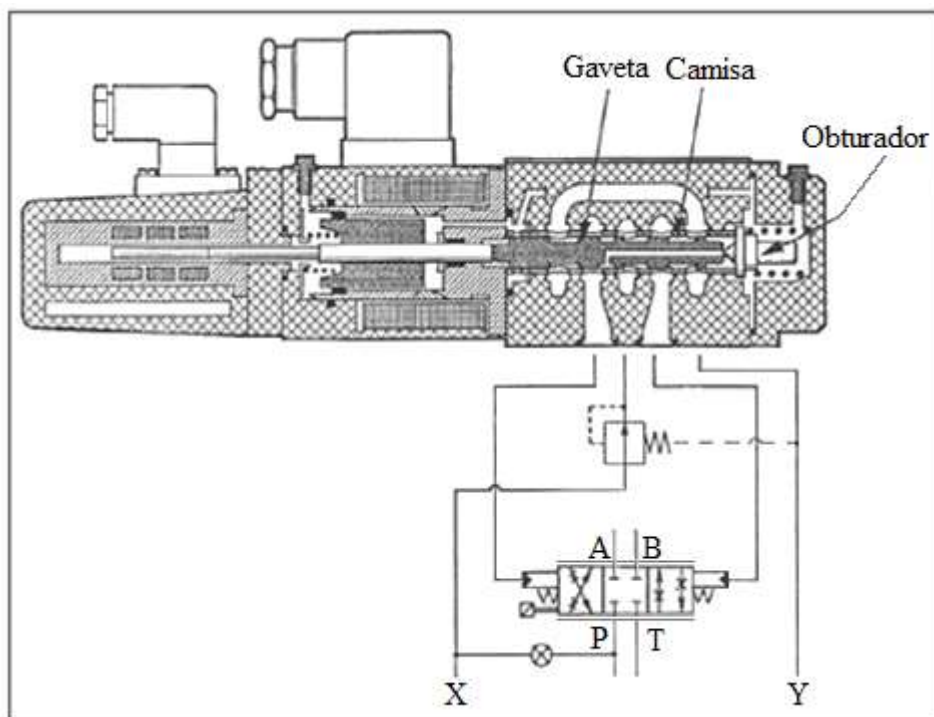


**Figura 2.17 - Válvula direcional proporcional pilotada com realimentação dupla (Skinner, S. C., 1998)**

Este género de válvula, também contém uma válvula redutora de pressão, entre o andar piloto e o andar principal, para garantir um funcionamento adequado. A pressão de pilotagem destinada ao orifício P proveniente, de uma fonte externa, orifício X, ou do orifício P da válvula principal, por furações internas, atravessa a válvula redutora de pressão garantido desta forma uma pressão de pilotagem constante. Tal como em válvulas anteriormente descritas, esta válvula também possui uma posição de repouso, posição extrema à direita, quando o solenoide é desativado. A gaveta desloca-se para a posição de repouso quando o sinal de entrada no amplificador eletrónico for nulo, o que corresponde a um sinal de alimentação do solenoide de cerca 50% (Skinner, S. C., 1998).

A válvula piloto tem a mesma configuração que a válvula com realimentação simples de gaveta e obturador cônico (**Figura 2.18**), mas neste caso a gaveta movimenta-se no interior de uma camisa encaixada no corpo da válvula, conseguindo-se assim, um posicionamento preciso entre os orifícios de passagem do fluido e os flancos da gaveta. O transdutor de deslocamento possibilita uma maior inflexibilidade da válvula obtendo-se menores tempos de resposta e um posicionamento mais preciso da gaveta (Skinner, S. C., 1998).

Em situações de falha de alimentação ou de paragem da máquina, a mola da gaveta piloto empurra a gaveta e o obturador para a esquerda, a gaveta é afastada do obturador devido à pressão existente nas câmaras da gaveta principal. A câmara esquerda é drenada para o reservatório por meio do orifício no interior da gaveta piloto e a câmara direita da gaveta principal é drenada através da aresta da gaveta. As molas existentes em ambos os lados da gaveta principal conduzem a gaveta à posição central (Skinner, S. C., 1998).



**Figura 2.18 - Válvula piloto da válvula direcional proporcional pilotada, com realimentação dupla (Skinner, S. C., 1998)**

### 2.1.7 Características das válvulas direcionais proporcionais de dois andares

Nas válvulas de dois andares o aumento das forças de caudal que atuam sobre a gaveta principal, tal como no caso das válvulas de comando direto, podem originar a partir de determinada altura no solenoide incapacidade de manter a posição pretendida da gaveta, o que originará numa diminuição da secção de passagem e consequentemente do caudal. A **Figura 2.19** mostra a curva característica de uma válvula de dois andares. Como se pode observar para que haja um correto funcionamento, a válvula seleccionada deve manter-se à esquerda da curva, para qualquer combinação de valor de caudal e de queda de pressão. (Skinner, S. C., 1998).

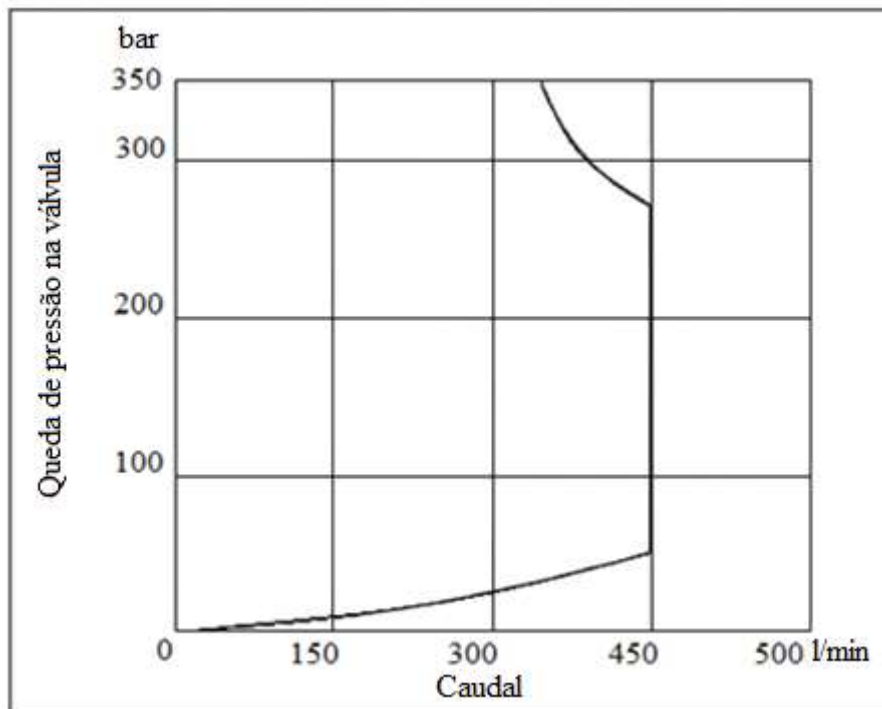


Figura 2.19 - Curva característica queda de pressão/caudal (Skinner, S. C., 1998)

### 2.1.8 Aplicações das válvulas direcionais proporcionais

Na escolha da válvula direcional proporcional a aplicar num sistema electro-hidráulico é essencial efetuar um estudo cuidadoso no que diz respeito às suas aplicações. Tanto para seleccionar a válvula e a gaveta mais adequadas, como para possibilitar o seu

correto dimensionamento, ou seja, é necessário considerar a válvula sob o ponto de vista hidráulico e sob o ponto de vista do seu comando eletrônico (Skinner, S. C., 1998).

#### **2.1.8.1 Aplicações de acordo com o tipo de válvula**

As necessidades do sistema irão condicionar o tipo de válvula a selecionar (de comando direto ou pilotadas, e qual o seu caudal nominal). Para cada tamanho de válvula existe ainda a possibilidade de escolha entre dois ou três tipos de válvulas com distintos graus de sofisticação. As condições que diferenciam um modelo de válvula de outro envolvem (Skinner, S. C., 1998):

- Caudal máximo;
- Razão de Caudal máx./ Caudal mín. a controlar;
- Tempo de resposta da válvula;
- Histerese;
- Repetibilidade;
- Requisitos do comando eletrônico;
- Custo.

##### **2.1.8.1.1 Válvulas direcionais proporcionais de comando direto, sem realimentação**

O caudal máximo nas válvulas de comando direto sem realimentação é definido pela ação de compensação da pressão conseguida pela gaveta. Este tipo de válvula tem uma histerese de cerca de 4%, uma repetibilidade na ordem dos 3% e uma atuação relativamente lenta. O caudal mínimo que se consegue controlar corresponde a aproximadamente 5% do caudal máximo, isto é, o caudal controlado é de 20:1 (Skinner, S. C., 1998).

Como se trata de uma válvula sem realimentação, não tem nenhum transdutor para realimentação. Por possuir uma construção simples e requisitos do comando eletrônico também simples, pode ser uma alternativa económica (Skinner, S. C., 1998).

##### **2.1.8.1.2 Válvulas direcionais proporcionais de comando direto, com realimentação**

As válvulas com realimentação com determinado tamanho têm um caudal máximo maior que as mesmas válvulas sem realimentação. Contudo, o caudal máximo é definido

pela característica de potência da válvula. Estas válvulas possuem tempos de resposta inferiores aos das válvulas sem realimentação, permitindo a sua utilização em várias aplicações de controlo de malha fechada. Apresentam uma repetibilidade e histerese de aproximadamente 2% e 1%, respetivamente, logo, detêm boas características de comportamento em aplicações de malha aberta mais exigentes. Dependendo do tipo de válvula e de gaveta a razão de caudal a controlar pode ser de 100:1 ou maior (Skinner, S. C., 1998).

#### **2.1.8.1.3 Válvulas direcionais proporcionais de elevado desempenho**

As válvulas proporcionais de elevado desempenho foram especialmente produzidas para aplicações mais delicadas de controlo em malha fechada, para o controlo de pressão, velocidade e posição. Utilizam gaveta e camisa com recobrimento nulo. As suas características de desempenho, capacidade de resposta, histerese e repetibilidade comparadas com as servoválvulas do mesmo tamanho são iguais, mas as válvulas proporcionais de elevado desempenho apresentam melhor adaptabilidade à função, maior tolerância à sujidade e são mais económicas (Skinner, S. C., 1998).

#### **2.1.8.1.4 Válvulas direcionais proporcionais pilotadas, sem realimentação**

As válvulas de dois andares sem realimentação são utilizadas para caudais que excedam os 160 l/min. Este modelo de válvula de custo mais baixo e com comando eletrónico simples, obedece a todos os requisitos necessários à comutação isenta de choques e nas aplicações de comando remoto de velocidade. Nestas válvulas pode ser incorporado um comando manual, como opção, o que não é possível em outras válvulas pilotadas. As forças devidas ao caudal que atravessa a gaveta principal, tal como acontece com as válvulas de comando direto, limitam a capacidade de caudal da válvula (Skinner, S. C., 1998).

#### **2.1.8.1.5 Válvulas direcionais proporcionais pilotadas, realimentação simples**

As válvulas de dois andares com realimentação simples apresentam melhor histerese e repetibilidade e detêm tempos de resposta mais reduzidos. Como possuem melhor desempenho estas válvulas são apropriadas para sistemas de controlo em malha

fechada e para aplicações mais rigorosas de controlo remoto de velocidade em malha aberta (Skinner, S. C., 1998).

### 2.1.8.1.6 Válvulas direcionais proporcionais pilotadas, realimentação dupla

As válvulas proporcionais de dois andares utilizam no andar piloto e no andar principal um transdutor de deslocamento da gaveta, que permite melhorar a histerese e o tempo de resposta da válvula. O caudal máximo que atravessa a válvula é o mesmo que nas válvulas com realimentação simples, todavia, o desempenho da válvula com realimentação dupla é apropriado para aplicações de controlo em malha fechada, principalmente quando a válvula é provida de uma gaveta de recobrimento nulo (Skinner, S. C., 1998).

Na **Tabela 2.1** são apontadas algumas indicações sobre aplicações típicas para os distintos tipos de válvulas.

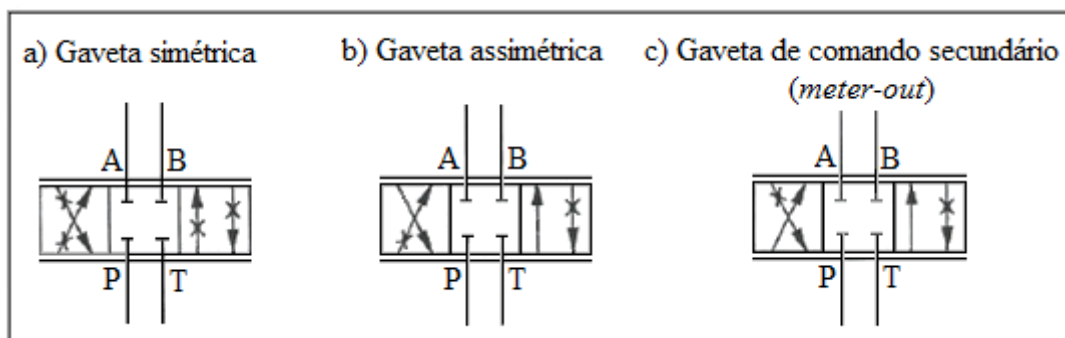
**Tabela 2.1– Aplicações típicas dos diferentes tipos de válvulas (Skinner, S. C., 1998)**

		Comando direto			Pilotadas		
		Sem realimentação	Com realimentação	Alta performance	Sem realimentação	Realimentação única	Realimentação dupla
Redução de choque		✓	✓	✓	✓	✓	✓
Comando preciso na acel./desaceleração		0	✓	✓	0	✓	✓
Comando remoto da velocidade	Simples	✓	✓	✓	✓	✓	✓
	Critico	0	✓	✓	0	✓	✓
Controlo de velocidade em malha fechada	Simples	0	✓	✓	0	✓	✓
	Critico	X	✓	✓	X	0	✓
Controlo de posição em malha fechada	Simples	0	✓	✓	X	0	✓
	Critico	X	0	✓	X	X	0
Controlo de pressão em malha fechada	Simples	X	0	✓	X	X	0
	Critico	X	X	✓	X	X	0
Legenda: ✓ - Geralmente apropriado 0 - Possível, em função da aplicação, gaveta e controlador eletrónico utilizado X - Geralmente não recomendado							

### 2.1.8.2 Aplicações de acordo com o tipo de gaveta

As características dos componentes que compõem o sistema e a carga no cilindro determinam a seleção da forma do centro da gaveta. As gavetas podem ainda ter diferenciadas características de caudal que se adequam às cargas (forças e pressões) a controlar e às necessidades dos cilindros (**Figura 2.20**) (Skinner, S. C., 1998).

A variação do sinal elétrico de comando nas válvulas direcionais provoca variação da secção de passagem o que permite controlar a quantidade de caudal que atravessa a válvula (Skinner, S. C., 1998).



**Figura 2.20 - Gavetas com diferentes características de caudal (Skinner, S. C., 1998)**

#### 2.1.8.2.1 Válvulas direcionais proporcionais com gaveta simétrica

Nas gavetas simétricas (**Figura 2.20 - a**) o estrangulamento é igual em ambas as passagens da válvula, ou seja, para um dado sinal de comando, a abertura da gaveta será a mesma, a área de passagem de P para A é idêntica à área de passagem de B para T. Quando é usado um cilindro simétrico o estrangulamento do caudal é equivalente, quer em *meter-in* quer em *meter-out*, à entrada e a saída deste (Skinner, S. C., 1998).

#### 2.1.8.2.2 Válvulas direcionais proporcionais com gaveta assimétrica

As gavetas assimétricas (**Figura 2.20 - b**), também permitem estrangulamentos em ambas as passagens da válvula, porém o estrangulamento produzido numa das passagens (o orifício B) é maior do que na outra, isto é, passará menos caudal de B para T ou P para B do que em P para A ou de A para T. A variação da secção é conseguida pela alteração do tamanho ou do número dos entalhes referentes a cada passagem da gaveta (Skinner, S. C., 1998).

### 2.1.8.2.3 Válvulas direcionais proporcionais com gaveta de comando secundário (meter-out)

Nas gavetas de comando secundário, *meter-out*, (**Figura 2.20 - c**), o estrangulamento do caudal é superior nas passagens de A para T ou de B para T, enquanto que as passagens P para A e P para B não têm quase estrangulamento. Nestas gavetas as arestas que estrangulam a passagem do caudal no orifício A são semelhantes às da gaveta de uma electroválvula convencional sem entalhes e reduzido recobrimento. O deslocamento da gaveta cria um determinado estrangulamento na passagem através do orifício P, embora bastante inferior ao da passagem pelo orifício T, ou seja, indica que a gaveta facultava realmente um comando secundário (*meter-out*) do caudal do atuador (Skinner, S. C., 1998).

### 2.1.8.2.4 Influência da queda de pressão nas válvulas

Considerando um circuito hidráulico simples (**Figura 2.21**), e supondo que a gaveta utilizada é simétrica, o estrangulamento em ambas as passagens, P para A e B para T, é igual e determinado pelo sinal de comando. Portanto a válvula é representada com dois estrangulamentos, entrada e saída do cilindro, em série (**Figura 2.22**) (Skinner, S. C., 1998).

Para se saber qual a gaveta a utilizar para uma dada aplicação é essencial por vezes determinar a capacidade de caudal da gaveta ou o tamanho correto da válvula, sendo, portanto, necessário calcular as diferenças de pressão, nos diferentes estádios de atividade da máquina, entre os orifícios da válvula proporcional (Skinner, S. C., 1998).

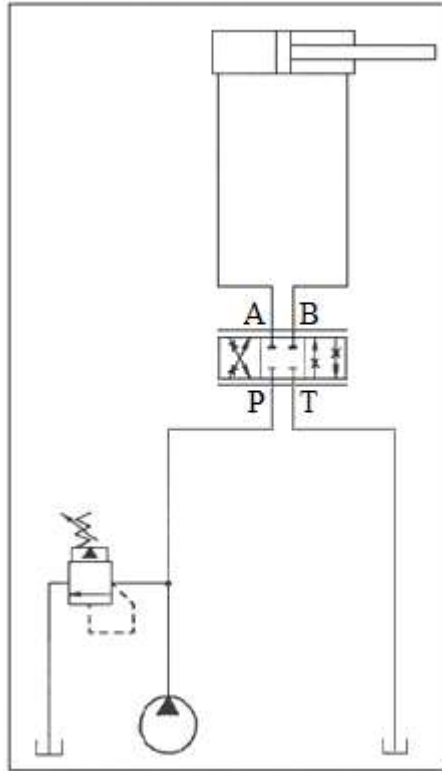


Figura 2.21 - Circuito hidráulico simples (Skinner, S. C., 1998)

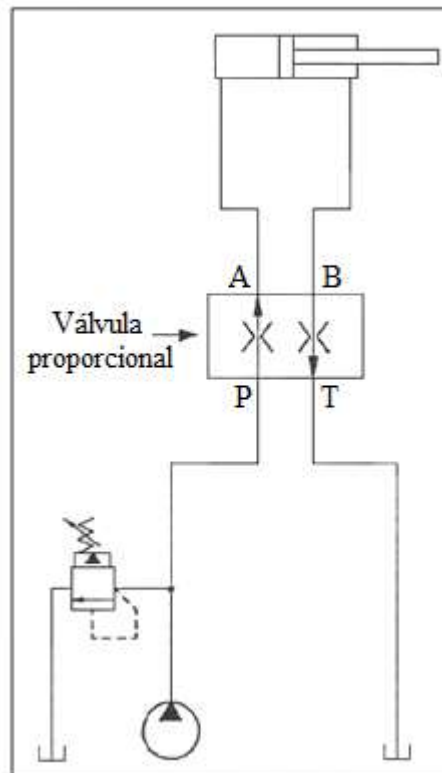


Figura 2.22 – Representação válvula proporcional com estrangulamentos (Skinner, S. C., 1998)

O caudal ( $Q$ ) que atravessa cada estrangulamento é função da queda de pressão ( $\Delta p$ ), da massa específica ( $\rho$ ), do coeficiente de descarga ( $Cd$ ) e da área de passagem ( $A$ ), independentemente do tamanho da válvula e abertura de gaveta. Caso o estrangulamento produzido pela gaveta seja considerado como um orifício de arestas vivas, a relação entre a perda de carga e o caudal é calculada como a seguir se indica (2.1) (Skinner, S. C., 1998):

$$Q = Cd A \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} \quad (2.1)$$

onde:

$Q$  – caudal que atravessa a válvula [ $m^3/s$ ];

$Cd$  – coeficiente de descarga;

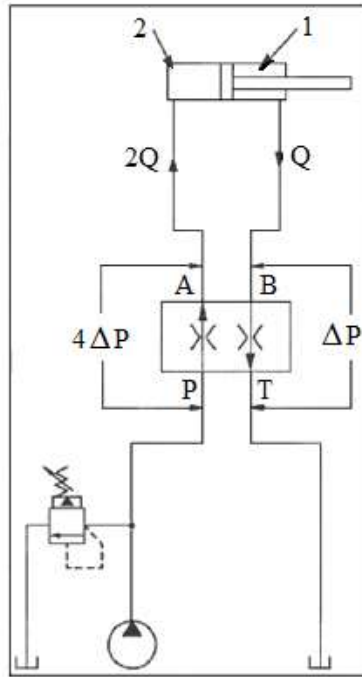
$A$  – área de passagem [ $m^2$ ];

$\Delta P$  – queda de pressão entre os orifícios da válvula [Pa];

$\rho$  – massa específica do fluido [ $kg/m^3$ ].

Através desta equação conclui-se que o caudal é proporcional à raiz quadrada da queda de pressão, ou o oposto, a queda de pressão é proporcional ao quadrado do caudal (Skinner, S. C., 1998).

Tendo em consideração a **Figura 2.22**, o caudal de P para A será maior do que o caudal de B para T. A diferença entre estes caudais é devida à diferença de áreas no cilindro, pois se a câmara principal tiver o dobro da área da câmara secundária, o caudal também será o dobro. Presumindo que o estrangulamento é igual nas duas passagens e que a perda de carga é proporcional ao quadrado do caudal, então a perda de carga de P para A é quatro vezes superior à perda de carga de B para T (**Figura 2.23**) (Skinner, S. C., 1998).



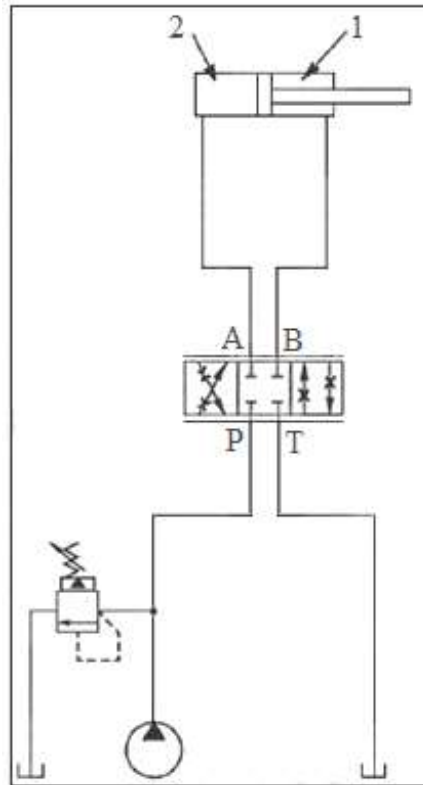
**Figura 2.23 – Queda de pressão para cilindro assimétrico, relação de áreas 2:1 (Skinner, S. C., 1998)**

**Gavetas simétricas**

Normalmente, quando as gavetas são simétricas, a relação de áreas no cilindro é designada por  $R_A$ , temos (2.2) (Skinner, S. C., 1998):

$$\left[ \begin{array}{l} \textit{Queda de pressão} \\ \textit{na alimentação da} \\ \textit{câmara principal} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \textit{Queda de pressão} \\ \textit{no retorno da} \\ \textit{câmara secundária} \end{array} \right] \times R_A^2 \quad (2.2)$$

De forma a que se possa compreender melhor as implicações deste facto, passemos a examinar o circuito hidráulico representado na **Figura 2.24**, onde uma gaveta simétrica controla um cilindro assimétrico, de relação de áreas 2:1 (Skinner, S. C., 1998).



**Figura 2.24 – Circuito com cilindro assimétrico e gaveta simétrica (Skinner, S. C., 1998)**

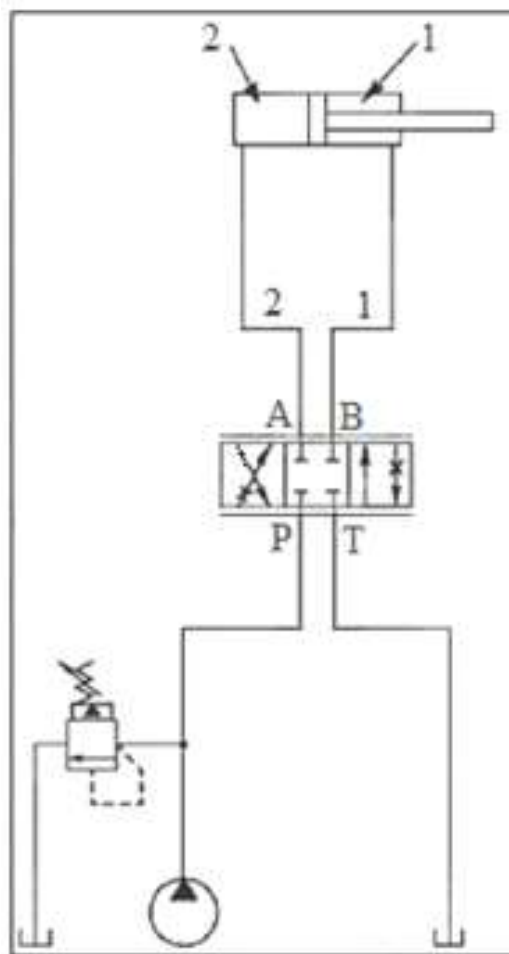
No movimento de avanço, o caudal é estrangulado pela deslocção da gaveta da válvula, tanto o que entra como o que sai do cilindro. Pela relação de áreas o caudal de saída equivale a metade do caudal de entrada, logo a perda de carga de B para T, corresponde somente a 25% da perda de carga de P para A. A perda de carga de B para T origina uma contrapressão no cilindro, que deve ser avaliada na deliberação das exigências de pressão do sistema. Esta contrapressão é geralmente relativamente baixa, podendo o seu efeito na câmara secundária ser pequeno (Skinner, S. C., 1998).

Todavia, em determinadas aplicações é necessário na câmara secundária do cilindro uma pressão relativamente alta, tanto para reduzir a velocidade de uma massa em deslocção, como para o controlo de uma carga negativa. A contrapressão pode ser originada ao restringir a abertura da gaveta, elevando o caudal de saída, logo na outra passagem, simultaneamente, o estrangulamento também aumenta. Se a pressão no orifício P for inferior ao valor mínimo necessário para manter o fluxo para a câmara principal do cilindro é criada uma pressão negativa no cilindro, provocando problemas de cavitação. Aplicando uma configuração diferente de gaveta ou utilizando componentes adicionais a eventualidade de cavitação pode ser restringida (Skinner, S. C., 1998).

O resultado da contrapressão no movimento de recuo torna-se mais significativo, embora a eventualidade de cavitação seja muito menor. No entanto a contrapressão atuará na câmara principal o que fará aumentar o seu efeito, obrigando a que na câmara secundária a pressão necessária para vencer a contrapressão seja igual à pressão imposta pela carga acrescida do dobro do valor da perda de carga de A para T (Skinner, S. C., 1998).

### Gavetas assimétricas

Considerando a mesma aplicação, mas com gaveta assimétrica (**Figura 2.25**).



**Figura 2.25 - Circuito com gaveta assimétrica e cilindro assimétrico (Skinner, S. C., 1998)**

A relação entre as quedas de pressão de P para A e de B para T é calculada pelas relações de áreas do cilindro ( $R_A$ ) e de caudais da gaveta ( $R_Q$ ) (2.3), ou seja (Skinner, S. C., 1998):

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Queda de pressão} \\ \text{na alimentação da} \\ \text{câmara principal} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Queda de pressão} \\ \text{no retorno da} \\ \text{câmara secundária} \end{array} \right] \times \left[ \frac{R_A}{R_Q} \right]^2 \quad (2.3)$$

A relação de caudais da gaveta ( $R_Q$ ) é definida da seguinte forma (2.4) (Skinner, S. C., 1998):

$$R_Q = \frac{Q_{Nom (P-A)}}{Q_{Nom (B-T)}} \quad (2.4)$$

Considerando o caudal nominal igual ao caudal com perda de carga ( $\Delta p$ ) de 5 bar.

Numa aplicação em que trabalhem em conjunto uma gaveta com relação de caudais de 2:1 e cilindro com uma relação de áreas de 2:1, a perda de pressão nas passagens associadas (B para T ou P para B) à câmara secundária é igual a perda de pressão que existe nas passagens agregadas (P para A ou A para T) à câmara principal. Na prática este tipo de situação acontece esporadicamente, pois a possibilidade de combinar este género de relações é mínima (Skinner, S. C., 1998).

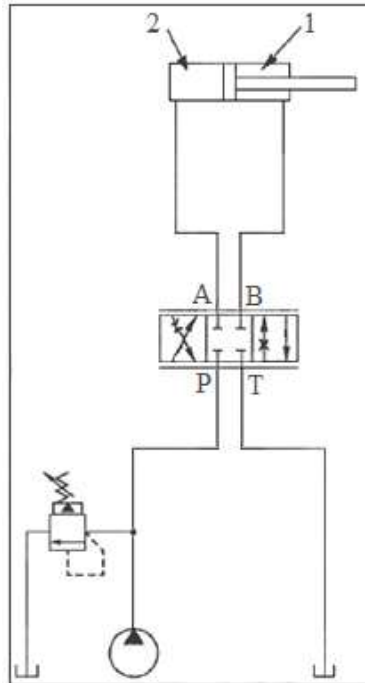
Durante o movimento de avanço caso haja desaceleração ou carga negativa será necessária contrapressão na câmara secundária do cilindro, a existência de cavitação na câmara principal é bastante reduzida, porque a perda de pressão é igual em ambas as passagens (Skinner, S. C., 1998).

No movimento de recuo, perda de pressão na passagem de P para B cria idêntica perda de pressão na passagem de A para T, que por sua vez gera uma contrapressão equivalente à perda de pressão na câmara principal, ocorrendo na câmara secundária contrapressão igual à pressão criada na passagem de P para B acrescida do dobro do valor da pressão, sendo este valor bem mais pequeno que o necessário para a situação de gaveta simétrica (Skinner, S. C., 1998).

Em situações onde é necessário o controlo de cargas negativas ou desaceleração forçada, a utilização deste tipo de associação, gaveta assimétrica com cilindro assimétrico, pode ser lucrativo (Skinner, S. C., 1998).

**Gavetas de comando secundário (*meter-out*)**

O caudal nas gavetas de comando secundário (*meter-out*) é estrangulado nas passagens de B para T e A para T (**Figura 2.26**).



**Figura 2.26 - Circuito com gaveta de comando secundário e cilindro assimétrico (Skinner, S. C., 1998)**

Nesta situação compara-se a perda de carga no avanço e no recuo do cilindro, em vez de se comparar na alimentação da câmara principal e da câmara secundária. A relação entre as quedas de pressão depende tanto da relação de áreas do cilindro ( $R_A$ ) como da de caudais da gaveta ( $R_Q$ ), isto é, para o movimento de avanço e movimento de recuo (2.5) (Skinner, S. C., 1998):

$$\left[ \begin{array}{c} \textit{Queda de pressão} \\ \textit{no caudal da} \\ \textit{câmara principal} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \textit{Queda de pressão} \\ \textit{no caudal da} \\ \textit{câmara secundária} \end{array} \right] \times \left[ \frac{R_A}{R_Q} \right]^2 \quad (2.5)$$

O valor  $R_Q$ , do ponto de vista analítico, em todo o curso de abertura da gaveta da válvula não se mantém constante, pois para aberturas muito pequenas pode aumentar 50 ou 100 vezes, enquanto que para a abertura máxima da válvula, o seu valor é de cerca de 2 (relação de caudal 2:1), assim sendo, quando apropriado deve ser considerada a pior situação (Skinner, S. C., 1998).

Como o caudal de entrada no circuito se mantém pouco estrangulado relativamente ao de saída, o aparecimento de cavitação na câmara principal com uma carga negativa no movimento de avanço é nesta situação pouco provável. No entanto na câmara secundária do cilindro deve-se ter em atenção o efeito da multiplicação de pressão, porque a câmara principal pode estar sujeita à pressão máxima do sistema. Por exemplo, se for necessário uma contrapressão na câmara secundária do cilindro para desacelerar uma carga em movimento, e presumindo-se que a pressão máxima do sistema se mantém na câmara principal durante a desaceleração, nesta situação a pressão na câmara secundária aumenta para o dobro da pressão de alimentação acrescida do valor da contrapressão, se a multiplicação da pressão não ultrapassar as pressões máximas dos vários componentes do sistema, não haverá problema, mas é necessário este facto deverá ser analisado em aplicações que envolvam altas pressões de alimentação (Skinner, S. C., 1998).

A passagem de caudal, no movimento de recuo, de A para T é pelo menos duas vezes maior que na passagem de P para B e, tem também o dobro do estrangulamento. Logo a perda de pressão nesta passagem, A para T, será cerca de 16 vezes superior a perda de pressão na passagem de P para B (Skinner, S. C., 1998).

As gavetas de comando secundário (*meter-out*) são utilizadas em situações onde existam cargas negativas. E como o estrangulamento total é inferior ao das gavetas simétrica e assimétrica pode-se obter um caudal nominal mais elevado, podendo usar se válvulas mais pequenas em certas aplicações (Skinner, S. C., 1998).

Nestas aplicações se se usarem cilindros simétricos os caudais de entrada e saída do cilindro são iguais tornando a situação mais simples. Embora a utilização de gavetas simétricas para este género de cilindro seja a escolha mais adequada, mas no caso de cargas negativas podem ainda usar-se gaveta de comando secundário (*meter-out*) ou gaveta assimétrica (Skinner, S. C., 1998).

## 2.2 Caracterização das válvulas direcionais proporcionais existentes no LARI do ISEP

Neste subcapítulo são descritas as características das válvulas hidráulicas direcionais proporcionais utilizadas nesta dissertação, Bosch Rexroth e Vickers , a interface construída e implementada foi efetuada para o controlo destas válvulas proporcionais para uma melhor perceção da aplicação da hidráulica proporcional.

### 2.2.1 Caraterização da válvula direcional Bosch Rexroth

A válvula utilizada na bancada Gustavo Cudell é uma válvula direcional proporcional 4/3 da Mannesmann Rexroth, que agora pertence à Bosch Rexroth, 4WREE tamanho 6, operada diretamente com eletrónica integrada (**Figura 2.27**).



**Figura 2.27 – Válvula direcional proporcional Bosch Rexroth**

Como o ISEP não tem o catálogo do fabricante desta válvula, consultou-se o representante do fabricante para que nos fornecesse o catálogo da mesma. A informação fornecida por este, foi que a válvula fazia parte de uma pequena série de válvulas especiais e que também não tinham catálogo, mas que esta teria de caudal nominal 10 l/min e que o seu centro seria o que estava representado na válvula, “fechado” (**Figura 2.28**).



**Figura 2.28 – Simbologia da válvula**

Por não existir catálogo do fabricante que nos possa indicar a sua característica de funcionamento, para se saber o seu tipo de gaveta, foram efetuados ensaios. Os primeiros ensaios foram realizados para se saber o caudal que atravessa a válvula. Ligou-se a válvula ao vaso graduado da bancada Gustavo Cudell, os ensaios foram efetuados para abertura máxima da válvula, 10 V, de P-A e P-B, mediu-se o tempo, com um cronómetro, que demorava atingir aproximadamente 3 dm<sup>3</sup>, obteve-se cerca de 8 l/min, em ambas as passagens (**Tabela 2.2**), portanto o caudal é idêntico para o movimento de avanço e para o de recuo, indicando que a válvula é de gaveta simétrica e de centro “fechado”, pois se o cilindro ficar parado em avanço e se se desligar a bancada este fica na mesma posição, com centragem por molas, e apresenta recobrimento positivo até 1 V, a partir deste valor começa a debitar caudal.

**Tabela 2.2 – Caudal que atravessa a válvula Bosch Rexroth**

Saída	Comando [V]	Volume [dm <sup>3</sup> ]	Tempo [s]	Caudal [l/min]
A [P-A]	-10	3,0	22,5	7,9
B [P-B]	10	3,0	21,4	8,4

Para se verificar se a válvula estava a trabalhar dentro da sua característica de potência, realizaram-se ensaios para calcular as velocidades de avanço e recuo do cilindro, considerando a abertura máxima da válvula, 10 V, (**Tabela 2.3**).

**Tabela 2.3 – Velocidade do cilindro**

Comando 10 V			
Avanço	Recuo	Recuo	Avanço
t [s]: P-A	t [s]: P-B	V [m/s]: P-A	V [m/s]: P-B
2,7	2,1	0,11	0,14

Como o caudal debitado pela bomba é muito próximo do caudal que atravessa a válvula e está a levantar uma carga, foi necessário aumentar a pressão da bomba, pois a válvula de segurança poderia desviar caudal para o tanque, sendo o enviado para o cilindro inferior ao necessário. Aumentando a pressão a válvula de segurança desviará para o tanque menor quantidade de caudal. Nos cálculos do caudal nominal considerou-se a diferença de pressão nominal da válvula ( $\Delta p$ ) de 10 bar, uma vez que, nos catálogos fornecidos pelo fabricante desta marca para válvulas semelhantes é esse o valor que lá vem definido. Pelos cálculos verificou-se que a válvula apresenta um caudal nominal máximo de 6,8 l/min de P-B (**Tabela 2.4**) logo a válvula selecionada deve ter um caudal nominal de 10 l/min, como o caudal real da válvula é de 8 l/min o caudal nominal será aproximadamente 10 l/min.

**Tabela 2.4 – Caudal nominal - Bosch Rexroth**

Q <sub>1</sub> nominal P-A [l/min]	Q <sub>2</sub> nominal B-T [l/min]	Q <sub>3</sub> nominal A-T [l/min]	Q <sub>4</sub> nominal P-B [l/min]
3,11	3,21	6,2	6,7

Portanto, a válvula utilizada na bancada Gustavo Cudell é uma válvula direcional proporcional 4/3 da Bosch Rexroth 4WREE, tamanho 6, operada diretamente com *feedback* e eletrónica integrada de centro “fechado”, com centragem por molas, caudal nominal de 10 l/min para  $\Delta p=10$  bar e pressão máxima de funcionamento de 315 bar, segundo catálogo do fabricante para válvulas semelhantes (Bosch, 2012).

As fórmulas utilizadas na verificação do tamanho da válvula foram as seguintes:

### Movimento de avanço

Pressão na câmara principal do cilindro,  $P_1$  (2.6):

$$P_1 = \frac{P_B + \left(\frac{R_A}{R_Q}\right)^2 \times \left(\frac{10 \cdot F_{Av}}{A_2} + P_T\right)}{\left(1 + \frac{R_A^3}{R_Q^3}\right)} \quad (2.6)$$

Pressão na câmara secundária do cilindro,  $P_2$  (2.7):

$$P_2 = P_1 R_A - \frac{10 \cdot F_{Av}}{A_2} \quad (2.7)$$

Caudal para a câmara principal do cilindro,  $Q_1$  (2.8):

$$Q_1 = \frac{A_1 \cdot V_{Av}}{16,7} \quad (2.8)$$

Caudal proveniente da câmara secundária do cilindro,  $Q_2$  (2.9):

$$Q_2 = \frac{A_2 \cdot V_{Av}}{16,7} \quad (2.9)$$

Velocidade máxima de avanço do cilindro,  $V_{Av}$  (2.10):

$$V_{Av} = \frac{S}{t_{Av}} \quad (2.10)$$

Queda de pressão de P-A, câmara principal,  $\Delta P_1$  (2.11):

$$\Delta P_1 = P_B - P_1 \quad (2.11)$$

Queda de pressão de B-T, câmara secundária,  $\Delta P_2$  (2.12):

$$\Delta P_2 = P_2 - P_T \quad (2.12)$$

Caudal nominal para a câmara principal do cilindro,  $Q_{N1}$  (2.13):

$$Q_{N1} = Q_1 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{Nom}}{\Delta P_1}} \quad (2.13)$$

Caudal nominal proveniente da câmara secundária do cilindro,  $Q_{N2}$  (2.14):

$$Q_{N2} = Q_2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{Nom}}{\Delta P_2}} \quad (2.14)$$

onde:

$F_{Av}$  – força total no avanço [N];

$P_1$  – pressão da câmara principal do cilindro [bar];

$P_2$  – pressão da câmara secundária do cilindro [bar];

$P_B$  – pressão da bomba [bar];

$P_T$  – pressão do orifício “T” da válvula [bar];

$A_1$  – área da câmara principal do cilindro [mm<sup>2</sup>];

$A_2$  – área da câmara secundária do cilindro [mm<sup>2</sup>];

$R_A$  – relação de áreas do cilindro ( $A_1/A_2$ );

$R_Q$  – relação de caudais da gaveta (gavetas simétricas:  $R_Q=1$ ; gavetas assimétricas: avanço - $R_Q= R_{Q(P-A)}/ R_{Q(B-T)}$ , recuo -  $R_Q= R_{Q(P-B)}/ R_{Q(A-T)}$ )

$Q_1$  – caudal para a câmara principal do cilindro [l/min];

$Q_2$  – caudal proveniente da câmara secundária do cilindro [l/min];

$V_{Av}$  – velocidade máxima de avanço em [m/s];

$S$  – curso total do cilindro em [m];

$T_{Av}$  – tempo de avanço do cilindro [s];

$\Delta P_1$  – queda de pressão P-A [bar];

$\Delta P_2$  – queda de pressão B-T [bar];

$Q_{N1}$  - caudal nominal para a câmara principal do cilindro [l/min];

$Q_{N2}$  - caudal nominal proveniente da câmara secundária do cilindro [l/min];

$\Delta P_{Nom}$  – queda de pressão nominal, catálogo do fabricante [bar].

## Movimento de recuo

Pressão na câmara secundária do cilindro,  $P_2$  (2.15):

$$P_2 = \frac{P_B + \left(\frac{R_Q}{R_A}\right)^2 \times \left(\frac{10 \cdot F_{Rec}}{A_1} + P_T\right)}{\left(1 + \frac{R_Q^2}{R_A^3}\right)} \quad (2.15)$$

Pressão na câmara principal do cilindro,  $P_1$  (2.16):

$$P_1 = \frac{P_2}{R_A} - \frac{10 \cdot F_{Rec}}{A_1} \quad (2.16)$$

Caudal para proveniente da câmara principal do cilindro,  $Q_3$  (2.17):

$$Q_3 = \frac{A_1 \cdot V_{Rec}}{16,7} \quad (2.17)$$

Caudal para a câmara secundária do cilindro,  $Q_4$  (2.18):

$$Q_4 = \frac{A_2 \cdot V_{Rec}}{16,7} \quad (2.18)$$

Velocidade máxima de recuo do cilindro,  $V_{Rec}$  (2.19):

$$V_{Rec} = \frac{S}{t_{Rec}} \quad (2.19)$$

Queda de pressão de A-T, câmara principal,  $\Delta P_3$  (2.20):

$$\Delta P_3 = P_1 - P_T \quad (2.20)$$

Queda de pressão de P-B, câmara secundária,  $\Delta P_4$  (2.21):

$$\Delta P_4 = P_B - P_2 \quad (2.21)$$

Caudal nominal proveniente da câmara principal do cilindro,  $Q_{N3}$  (2.22):

$$Q_{N3} = Q_3 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{Nom}}{\Delta P_3}} \quad (2.22)$$

Caudal nominal para a câmara secundária do cilindro,  $Q_{N4}$  (2.23):

$$Q_{N4} = Q_4 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{Nom}}{\Delta P_4}} \quad (2.23)$$

onde:

- $F_{Rec}$  – força total no recuo [N];
- $P_1$  – pressão da câmara principal do cilindro [bar];
- $P_2$  – pressão da câmara secundária do cilindro [bar];
- $P_B$  – pressão da bomba [bar];
- $P_T$  – pressão do orifício “T” da válvula [bar];
- $A_1$  – área da câmara principal do cilindro [mm<sup>2</sup>];
- $A_2$  – área da câmara secundária do cilindro [mm<sup>2</sup>];
- $R_A$  – relação de áreas do cilindro ( $A_1/A_2$ );
- $R_Q$  – relação de caudais da gaveta ( $R_Q=1$ , gavetas simétricas);
- $Q_3$  – caudal proveniente da câmara principal do cilindro [l/min];
- $Q_4$  – caudal para a câmara secundária do cilindro [l/min];
- $V_{Rec}$  – velocidade máxima de recuo em [m/s];
- $S$  – curso total do cilindro em [m];
- $T_{Rec}$  – tempo de recuo do cilindro [s];
- $\Delta P_3$  – queda de pressão A-T [bar];
- $\Delta P_4$  – queda de pressão P-B [bar];
- $Q_{N3}$  - caudal nominal proveniente da câmara principal do cilindro [l/min];
- $Q_{N4}$  - caudal nominal para a câmara secundária do cilindro [l/min];
- $\Delta P_{Nom}$  – queda de pressão nominal, catálogo do fabricante [bar].

Após a verificação do tamanho da válvula procedeu-se à construção da sua curva característica, para tal realizaram-se ensaios “caudal vs comando da válvula”, as condições dos ensaios para óleo ISO VG46, com viscosidade cinemática  $\nu = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$  a  $T=40 \text{ }^\circ\text{C}$  foram: pressão de funcionamento  $P=80 \text{ bar}$ , temperatura do óleo  $T=45 \text{ }^\circ\text{C}$  e temperatura ambiente no laboratório  $T_{ab}= 28 \text{ }^\circ\text{C}$ , como pode ser observado na **Figura 2.31**.

Para o cálculo do caudal real utilizou-se a fórmula (Equação (2.24):

$$Q_{Real} = Q_{Nom} \cdot \frac{y}{y_{m\acute{a}x}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{Real}}{\Delta P_{Nom}}} \quad (2.24)$$

onde:

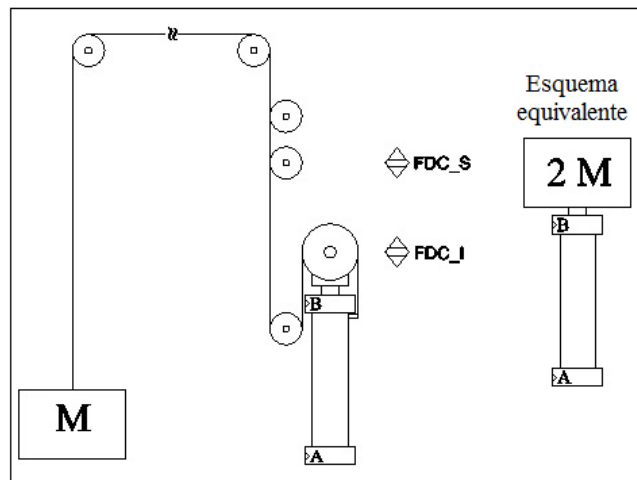
- $Q_{Nom}$  - caudal nominal ( $Q_{N1}$  ou  $Q_{N4}$ ) para máxima abertura da válvula [l/min];
- $y$  - percentagem de caudal nominal associada ao comando da válvula;

$y_{\text{máx}}$  – 100%, máxima abertura da válvula, 10 V de comando;

$\Delta P_{\text{real}}$  – queda de pressão real ( $\Delta P_1$  ou  $\Delta P_4$ ) [bar];

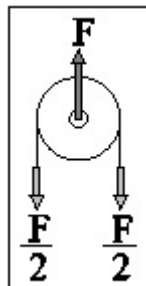
$\Delta P_{\text{Nom}}$  - queda de pressão nominal, catálogo do fabricante [bar];

Na bancada Gustavo Cudell para os cálculos das pressões e caudais teve que se considerar a carga gravítica a que o cilindro está sujeito, carga de valor fixo de 135 kg, por intermédio de um cabo que passa por roldanas, a disposição do cabo nas roldanas associadas indica que a carga esta atuar na câmara principal (câmara A) (**Figura 2.29**).



**Figura 2.29** - Esquema da carga atuante na câmara do cilindro

No esquema equivalente da **Figura 2.29** é mostrado que o valor da carga nessa disposição é o dobro do seu valor real. Isto deve-se ao equilíbrio de forças na roldana solidária com a haste do cilindro (**Figura 2.30**).



**Figura 2.30** - Equilíbrio de forças na roldana do cilindro

Como a força exercida no cabo é metade da força exercida pelo cilindro, para a movimentação da massa o cilindro tem que exercer uma força duas vezes superior ao seu valor real. A presença de uma carga gravítica faz com que no movimento de recuo esta situação assuma a configuração de uma carga negativa, fazendo com que possam surgir fenómenos de cavitação numa das câmaras e de multiplicação de pressão na outra. A contrapressão pode ser criada ao reduzir-se a abertura da gaveta, aumentando-se o estrangulamento do caudal de saída, o estrangulamento na outra passagem também aumenta simultaneamente.

Na **Tabela 2.5** encontram-se os valores obtidos para o caudal, o avanço do cilindro neste caso é efetuado para comando negativo da válvula.

**Tabela 2.5 – Caudal real – Bosch Rexroth**

<b>Comando recuo</b> [V]	<b>Comando avanço</b> [V]	<b>Caudal Q<sub>1</sub></b> [l/min]	<b>Caudal Q<sub>4</sub></b> [l/min]
10	-10	6,3	5,4
9	-9	6,0	5,1
8	-8	5,7	4,8
7,5	-7,5	5,5	4,7
7	-7	5,4	4,6
6	-6	5,1	4,2
5	-5	4,8	3,6
4	-4	4,1	2,8
3	-3	2,9	1,9
2,5	-2,5	2,2	1,3
2	-2	1,3	1,0
1,5	-1,5	0,4	0,4
1	-1	0,0	0,0

Na **Figura 2.31** apresentam-se as curvas características obtidas para o caudal real que atravessa a válvula. Como se pode observar o caudal da válvula não é linear, a válvula apresenta uma zona de recobrimento até aproximadamente 1 V em ambas as direções de comando. A válvula possui ganhos diferentes de caudal para as passagens A e B, avanço e recuo, sendo o caudal que circula de P-B ligeiramente inferior ao que circula de P-A, porque se trata do recuo do cilindro onde a área é menor.



**Figura 2.31 - Curva característica da válvula direcional proporcional Bosch Rexroth**

Comparando estes resultados com as curvas do fabricante para válvula direcional proporcional 4/3 tipo 4WREE da Bosch Rexroth operada diretamente, com feedback e eletrônica integrada (**Figura 2.32**) para caudal nominal de 8 l/min, 16 l/min e diferença de pressão de 10 bar, observa-se que a tendência da curva da válvula do ISEP fica entre estas duas curvas características, para o tipo de gaveta em "V", recobrimento até aproximadamente 10% do comando (1 V), embora o tipo de gaveta da válvula do ISEP seja de centros fechados.

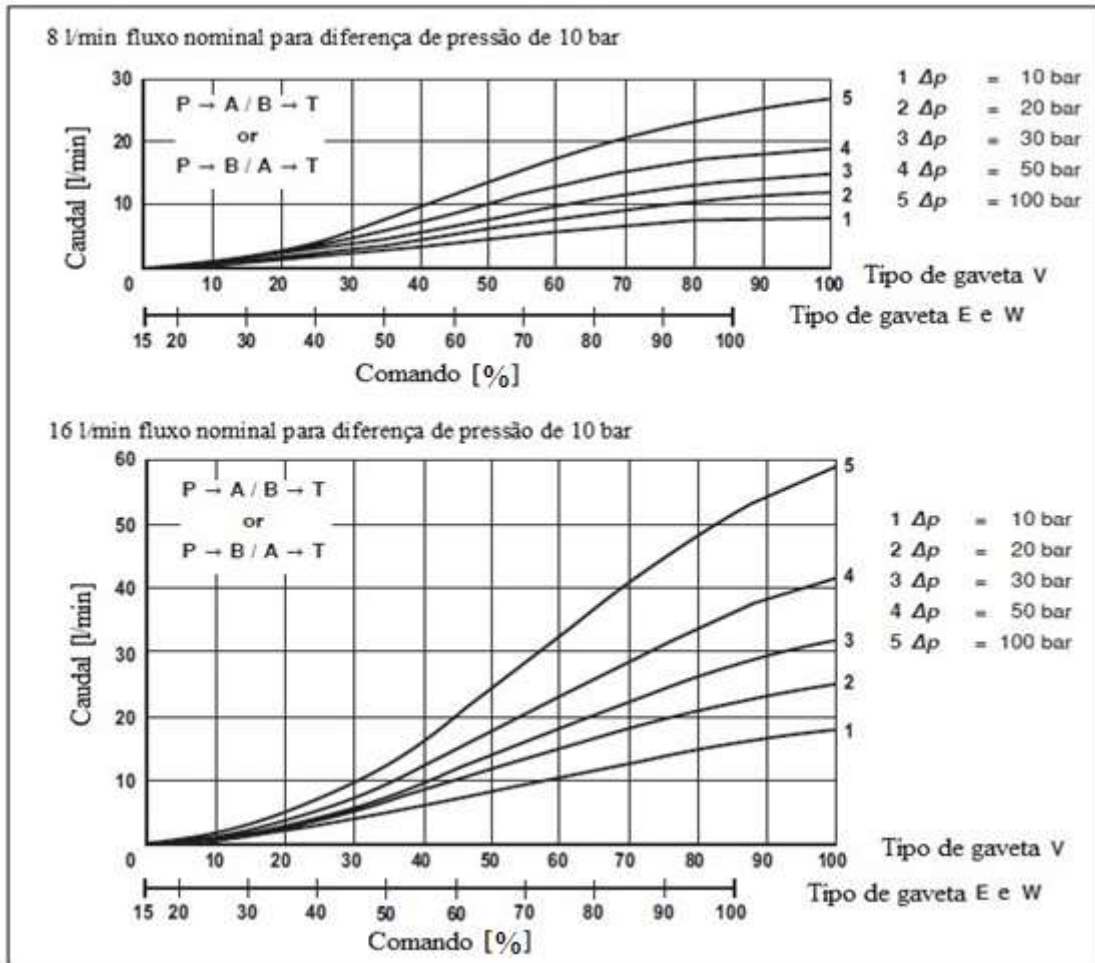


Figura 2.32 - Curvas características da válvula direcional proporcional (Bosch, 2012)

### 2.2.2 Caracterização da válvula Vickers

Na bancada Festo é utilizada uma válvula direcional proporcional 4/3 da Vickers (Figura 2.33) é diretamente acionada por meio de solenoides, caudal nominal de 1,2 l/min para  $\Delta p=10$  bar, pressão de funcionamento 60 bar e pressão máxima admissível de 120 bar, segundo catálogo do fabricante.



**Figura 2.33 – Válvula direcional proporcional Vickers**

A válvula direcional proporcional é de centro fechado com centragem por molas (como pode ser visto na **Figura 2.34**) assume a posição central através das duas molas de compressão, quando nenhum dos dois solenoides estiver atuado.



**Figura 2.34 - Centro da válvula direcional proporcional Vickers**

Na **Figura 2.35** mostram-se as curvas características de caudal nominal fornecidas pelo fabricante, a vermelho está representado o caudal nominal correspondente à válvula que estamos a utilizar, o comando vem apresentado em Amperes sendo que a 1000 mA correspondem a 10 V. Como se pode observar o caudal da válvula não é linear, a válvula apresenta uma zona de recobrimento positivo até aproximadamente 500 mA/2,5 V em ambas as direções de comando. A válvula possui ganhos idênticos de caudal para as passagens A e B, avanço e recuo.

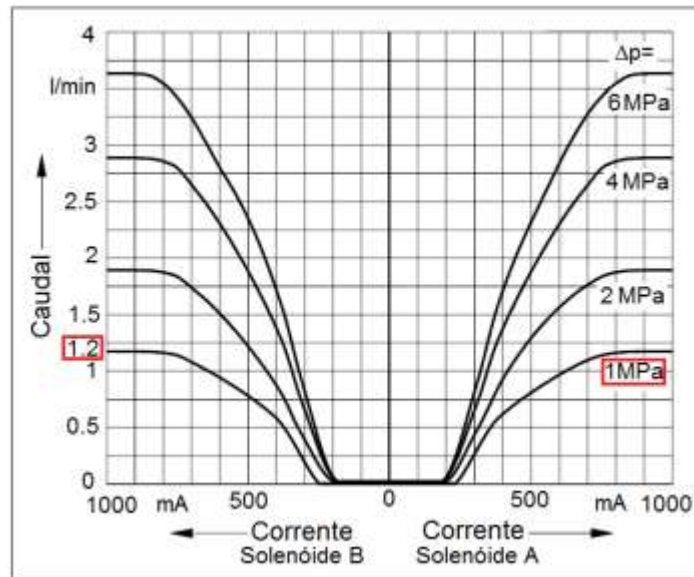


Figura 2.35 – Curva característica do caudal (Festo, 2016)

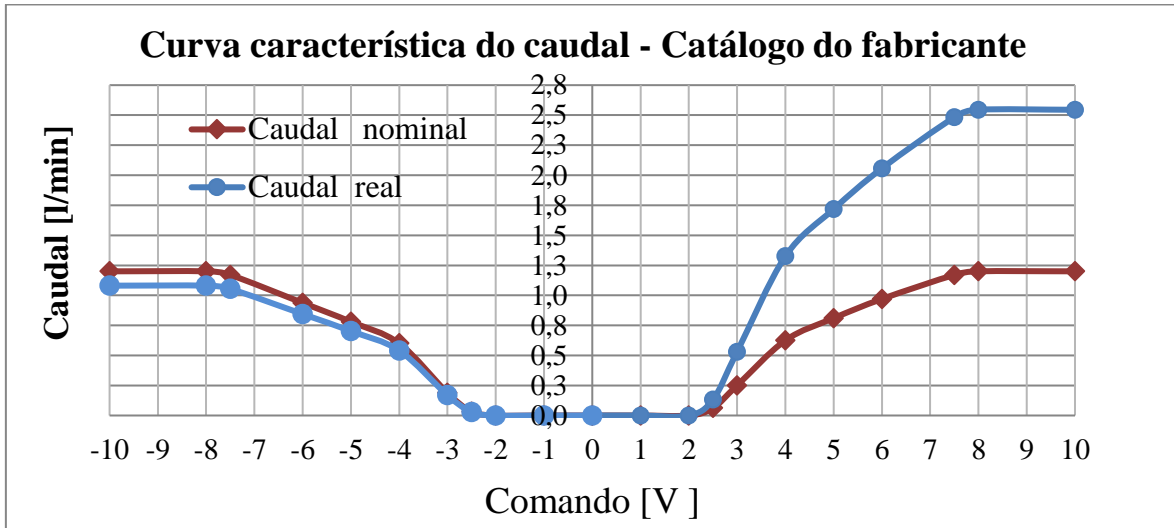
As válvulas proporcionais que têm recobrimento positivo apresentam vantagens sobre as que tem recobrimento negativo ou recobrimento nulo na medida em que na posição central o débito da válvula é consideravelmente menor e em caso de falta de energia, a gaveta é movida para a posição intermédia pela força da mola (posição de segurança).

Para a verificação do tamanho da válvula direcional proporcional Vickers, utilizam-se os valores fornecidos pela curva característica da válvula (**Figura 2.35**) (Festo, 2001), pela análise da curva do fabricante conclui-se a gaveta seria simétrica, e as fórmulas utilizadas para o seu dimensionamento foram as mesmas fórmulas que foram utilizadas para o dimensionamento da válvula direcional proporcional Bosch Rexroth. Também para os cálculos do caudal nominal se considerou a diferença de pressão da válvula de 10 bar. Após o dimensionamento da válvula verificou-se que a válvula apresenta um caudal nominal máximo de 1,2 l/min de P-A (**Tabela 2.6**) logo a válvula selecionada pode ter um caudal nominal de 1,2 l/min.

Tabela 2.6 - Caudal nominal - Vickers

Q <sub>1</sub> nominal P-A [l/min]	Q <sub>2</sub> nominal B-T [l/min]	Q <sub>3</sub> nominal A-T [l/min]	Q <sub>4</sub> nominal P-B [l/min]
1,2	1,2	1,1	1,2

Após se verificar a adequação da válvula, passou-se para a transformação do caudal nominal em caudal real, e obteve-se a curva ilustrada na **Figura 2.36**, concluindo-se portanto que a gaveta é assimétrica.



**Figura 2.36 – Curva característica do caudal**

Como a gaveta é assimétrica procedeu-se a nova verificação do tamanho da válvula direcional proporcional Vickers, e obtiveram-se os seguintes valores (**Tabela 2.7**). Verificou-se que a válvula apresenta um caudal nominal máximo de 1,2 l/min de P-A, concluindo-se portanto que se pode utilizar a válvula selecionada.

**Tabela 2.7 – Verificação do caudal nominal- Vickers**

Q <sub>1</sub> nominal P-A [l/min]	Q <sub>2</sub> nominal B-T [l/min]	Q <sub>3</sub> nominal A-T [l/min]	Q <sub>4</sub> nominal P-B [l/min]
1,2	0,5	0,7	1,2



# 3 Sistema de Controlo

No presente capítulo é efetuada a descrição do PLC (que é modular e, portanto, permite acrescentar módulos conforme as necessidades da aplicação), são discriminadas as entradas e saídas analógicas e digitais. É também descrita a consola táctil (HMI), seleção, parametrização e capacidades. A consola táctil proporciona a interação com a bancada didática, a execução de várias tarefas e exibição de diferentes informações. Descreve-se ainda, as bancadas óleo-hidráulicas, descrição em termos de comando. Estas bancadas possibilitam a elaboração de sistemas tanto de hidráulica convencional como de hidráulica proporcional.

## 3.1 Autómato programável (PLC)

A escolha do PLC foi baseada na necessidade de possuir um equipamento com capacidade para gerar informação passível de ser fornecida à HMI. Por isso, selecionou-se um PLC da *Siemens*, S7-200 com a CPU 226 (**Figura 3.1**) para o controlo, processamento e monitorização do sistema. Este PLC permite controlar uma variedade de aplicações de automação, têm um conjunto de instruções poderoso, *design* compacto e baixo custo. Além de que é modular, permite inclusão de módulos adicionais ao módulo base, ou seja, aumento do número de entradas e saídas digitais e analógicas. Esta característica é particularmente útil, porque, no futuro, há a possibilidade de acrescentar mais módulos para realizar outro tipo de exercícios (eventualmente mais complexos). A ferramenta de programação é baseada no *Windows* o que lhe dá flexibilidade para resolver tarefas de automação. O *software* utilizado na sua programação foi o Step 7 – Micro/Win 4.0 da Siemens, em modo de programação Simatic – linguagem Siemens – (Siemens, 2008), e linguagem de programação Ladder, baseada nos diagramas de contactos elétricos.



**Figura 3.1 – PLC S7-200 com CPU 226**

Os componentes principais de um PLC são: a fonte de alimentação; terminal de programação; a CPU; os módulos de entrada e saída, digitais e analógicos; e a memória. O PLC monitoriza as entradas e saídas e executa um algoritmo que é elaborado pelo utilizador para controlar de forma cíclica um determinado processo. A CPU é responsável pelo funcionamento lógico de todos os circuitos, executa as instruções programadas e armazenadas na memória. O autómato programável de base modular está conectado a uma fonte de alimentação auxiliar em DC de 24 V, LOGO!Power, (**Figura 3.2**) que converte a tensão/corrente alternada da rede elétrica em tensão/corrente contínua para a alimentação dos microprocessadores, memórias e circuitos auxiliares, recebe e fornece tensão para as entradas e saídas. A fonte de alimentação permite tensão de saída constante protegendo as cargas que se encontram ligadas de sobrecargas.



Figura 3.2 – Fonte de alimentação LOGO!Power

Dispõe de 24 entradas digitais por DC para leitura de monitorizações e 16 saídas digitais por relé para atuações, dois módulos de expansão, EM 235 e EM 232 (**Figura 3.3**) o módulo EM 235 está ligado à válvula Bosch Rexroth, tem 4 entradas analógicas e 1 saída analógica, o módulo EM 232, está ligado à válvula Vickers, contém duas saídas analógicas, ambos leem grandezas analógicas e sinais em tensão (-10 V a +10 V) ou em corrente (0 a 20 mA). Para enviar programas entre o autómato e o computador a ligação é feita por um cabo PPI-RS485 (porta 0 ou 1).



Figura 3.3 – Módulos de expansão analógicos EM235 e EM232

As saídas analógicas dos módulos de expansão possibilitam o controlo de dispositivos de controlo proporcional, como as válvulas proporcionais, convertem um valor analógico de temperatura ou de voltagem em sinais de saída em tensão. A escala disponível em tensão situa-se entre -10 V e + 10 V, em corrente de 0 a 20 mA, dispõe de uma escala de resolução em voltagem de 11 bits mais 1 bit de sinal, em corrente de 12 bits, o formato de palavra de dados na gama em larga escala em tensão vai de -32000 a + 32000 e em corrente situa-se entre 0 e +32000.

Em relação às entradas analógicas, o autómato apresenta escala de resolução bipolar de 11 bits mais 1 bit de sinal executável numa gama entre -32000 e +32000, e escala de resolução unipolar de 12 bits numa gama entre 0 a +32000, é capaz de ler sinais em tensão, escala unipolar entre 0 V – 10 V e em escala bipolar entre -10 e + 10V. À entrada analógica “A” ligou-se uma fonte de alimentação de bancada com tensão e corrente variável para a realização de exercícios em modo automático (**Figura 3.4**).



**Figura 3.4 - Fonte de alimentação de bancada Kiotto**

### **3.2 Consola tátil (HMI)**

Através de ordens dadas ao autómato a HMI executa diversas tarefas e mostra informações consideradas relevantes. Sinais quer digitais quer analógicos, são transmitidos para a banca por seu intermédio. Portanto, a interface possibilita que o utilizador interaja com a banca didática, por meio da HMI, possibilitando a visualização e alteração dos

estados, aceder a diversos botões, sinais luminosos, a caixas de texto de leitura e de escrita, etc.

A HMI escolhida foi a T70 da Beijer Electronics (**Figura 2.34**), que tem de painel frontal 219x154x60mm, ecrã policromático e com capacidades de memória e processamento suficientes para consentir a realização de vários exercícios e apresentação de gráficos. Esta consola pode ser montada em pouco espaço, é resistente, suporta praticamente qualquer condição de atividade e possibilita o tratamento seguro do sistema de ficheiros, impede que os ficheiros de sistema e de dados fiquem corrompidos, permite acesso rápido aos ficheiros, pois concentra as funções de armazenamento de ficheiros num único *chip flash*. A fonte de alimentação da interface gráfica é a mesma fonte de tensão do autómato programável, ou seja, 24 V DC.



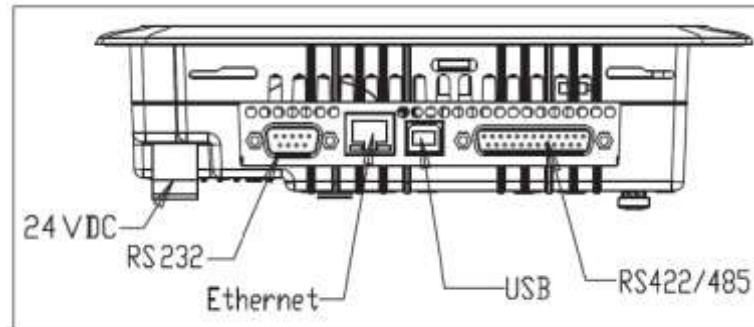
**Figura 3.5 - HMI T70 da Beijer Electronics**

As principais características da interface escolhida são:

- Dimensão do ecrã, largura  $\times$  altura, 131,5 $\times$ 98,6mm;
- Resolução de imagem de 640  $\times$  480 *pixels*, 64K *colors*;
- Tecnologia do ecrã, TFT (*Thin Film Transistor*);
- Porta série RS422/RS485 de 25 pinos;
- Porta série RS232C de 9 pinos;
- Memória instantânea de aplicação de 12 MB;
- Interface de comunicação Ethernet, Shielded RJ 45, permite a ligação da interface ao computador;

- Portas USB, uma para comunicação da HMI com um computador, dispositivo tipo A, e outra para ligação de dispositivos de armazenamento externo de dados, dispositivo tipo B.

As diferentes portas de comunicação que a interface HMI T70 possui encontram-se representadas na **Figura 3.6**.



**Figura 3.6 - Portas de comunicação da HMI T70 (Beijer, 2014)**

A consola tem superfície tátil resistiva, segundo o fabricante permite um número de toques no ecrã de cerca de 1 milhão.

O *software* usado na programação da HMI foi o Information Designer (Beijer, 2005) da Beijer Electronic, version 1.31 build 272.1, de fácil utilização, com apresentação agradável, possibilita a conceção de vários painéis. Nestes painéis podem ser configurados botões, caixas de texto de leitura/escrita que permitem ao utilizador visualizar e alterar estados, realização de gráficos cujo acompanhamento pode ser efetuado, quando o painel está em execução.

### 3.3 Bancada Gustavo Cudell

A bancada hidráulica Gustavo Cudell do LARI do ISEP é uma bancada de ensaios automatizados de sistemas hidráulicos. É constituída pela bancada propriamente dita (**Figura 3.7**) e um outro módulo que funciona como banca de armazenamento de componentes ou de apoio (**Figura 3.8**). Esta bancada possibilita a realização de várias demonstrações didáticas, conseguindo-se conjugar exercícios de hidráulica convencional com hidráulica proporcional. Encontra-se equipada com uma bomba hidráulica, cilindro hidráulico, manómetros e botões, a que se podem acrescentar diversos componentes hidráulicos existentes na banca de armazenamento. Esta última possibilidade permite a realização na bancada de diversos exercícios com diferentes graus de complexidade.



**Figura 3.7 – Bancada hidráulica**

Na bancada estão instaladas as funções de comando, e a unidade principal. Na parte superior da unidade principal existe um cilindro linear de duplo efeito assimétrico colocado na vertical com as seguintes dimensões:  $\phi 35 \times \phi 20,82-297 \text{ mm}$ , que movimenta uma massa com 135 kg, um vaso graduado e manómetro com tomada de pressão. Na zona inferior encontram-se todos os botões necessários para as diferentes ações de comando (ver descrição detalhada na **Tabela 3.1**).

**Tabela 3.1 - Dados técnicos do módulo de comando da bancada óleo-hidráulica**

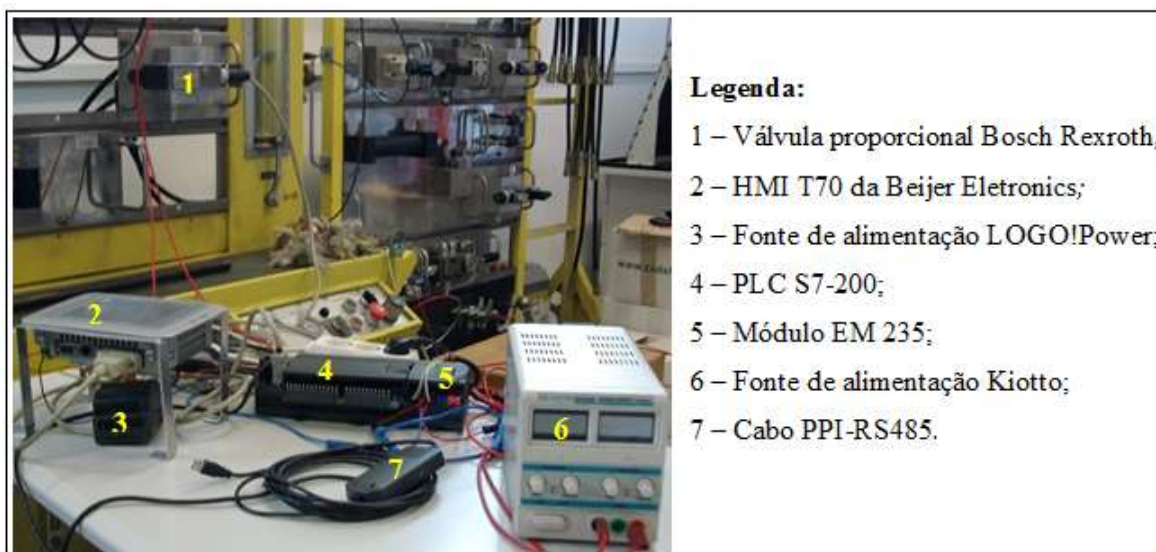
Capacidade do reservatório:	200 l
<b>Motor elétrico de acionamento</b>	
Potência elétrica:	2,2 kW
Alimentação trifásica:	415 V/50 Hz
Velocidade nominal:	1450 rpm
<b>Bomba hidráulica:</b>	
Tipo:	cilindrada variável unidirecional
Caudal nominal:	10 l/min
Gama de pressão:	60 bar – 80 bar

O módulo de armazenamento de componentes (**Figura 3.8**) ou de apoio onde são colocados os componentes hidráulicos, que permitem a alimentação da bancada principal.



**Figura 3.8 – Módulo bancada de armazenamento de componentes**

Na **Figura 3.9** está representada a instalação, com todos os elementos necessários que permitem controlar a válvula direcional proporcional hidráulica.



**Figura 3.9 – Elementos para controlo da válvula proporcional Bosch Rexroth**

### 3.4 Bancada Festo

As bancadas didáticas de hidráulica da Festo *Didactic* (**Figura 3.10**) permitem a montagem rápida de circuitos de acionamento hidráulico, com vista ao desenvolvimento de ensaios práticos que complementam a aprendizagem teórica dos conceitos de automatização de hidráulica industrial. Estas bancadas são de estrutura modular, permitindo a sua utilização na realização de exercícios que vão desde um nível básico até um nível mais avançado, quer seja na hidráulica convencional, ou na hidráulica proporcional, combinados com a possibilidade de controlo elétrico.



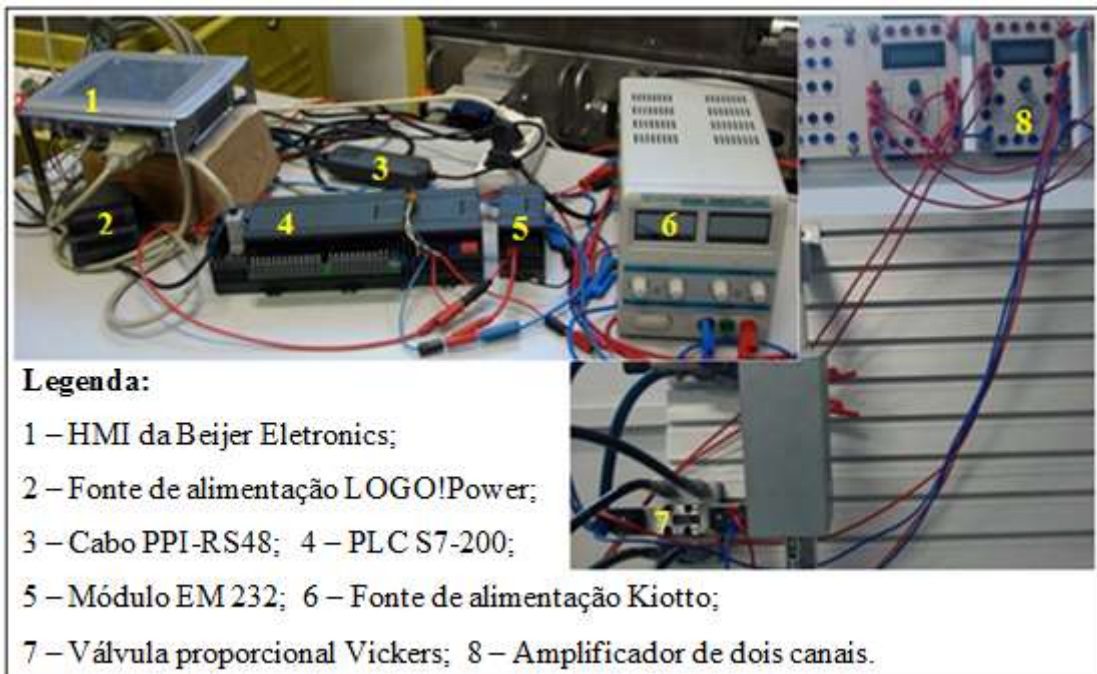
**Figura 3.10 – Bancada Festo**

A unidade de acionamento hidráulico utilizada (**Figura 3.11**) possui uma bomba de engrenagens exteriores com uma válvula limitadora de pressão ajustável numa gama dos 40 aos 60 bar, para evitar sobrecargas resguardando os componentes do circuito.



**Figura 3.11 - Unidade de acionamento hidráulico**

Na **Figura 3.12** está representada a instalação, com todos os elementos necessários para controlo da válvula direcional proporcional hidráulica.



**Figura 3.12 - Elementos para controlo da válvula proporcional Vickers**

# 4 Programação

Neste capítulo é descrita a programação do autómato e HMI. A programação do autómato foi efetuada recorrendo às linguagens GRAFCET e Ladder. A linguagem GRAFCET é um método gráfico que permite representar a sequência de funcionamento do autómato através de um modelo gráfico. A partir do modelo GRAFCET gera-se o programa de controlo do autómato em linguagem Ladder. O *software* de programação do autómato permite o controlo dos ecrãs criados na HMI. Estes ecrãs apenas são acessíveis através da execução do *software* de programação utilizado pela HMI, Information Designer da Beijer Electronic, version 1.31 build 272 (Beijer, 2005).

## 4.1 Programação do autómato

Para a programação do autómato elaborou-se em linguagem GRAFCET a sequência de funcionamento para o controlo do sistema e para a programação dos exercícios. Após a realização do GRAFCET passou-se à programação em Ladder (Santos, 2015). A estrutura base de programação em GRAFCET (**Figura 4.1** e **Figura 4.2**) é composta por uma etapa inicial, início do ciclo de funcionamento, seguida de uma etapa, na qual se escolhe o tipo de válvula, Bosch Rexroth ou Vickers, e tipo de exercícios, manuais ou automáticos, seguida de quatro ligações que correspondem à escolha do tipo de válvula e ao tipo de exercícios pretendidos, cada ligação é seguida por outras ligações que correspondem aos exercícios concebidos e sua execução.

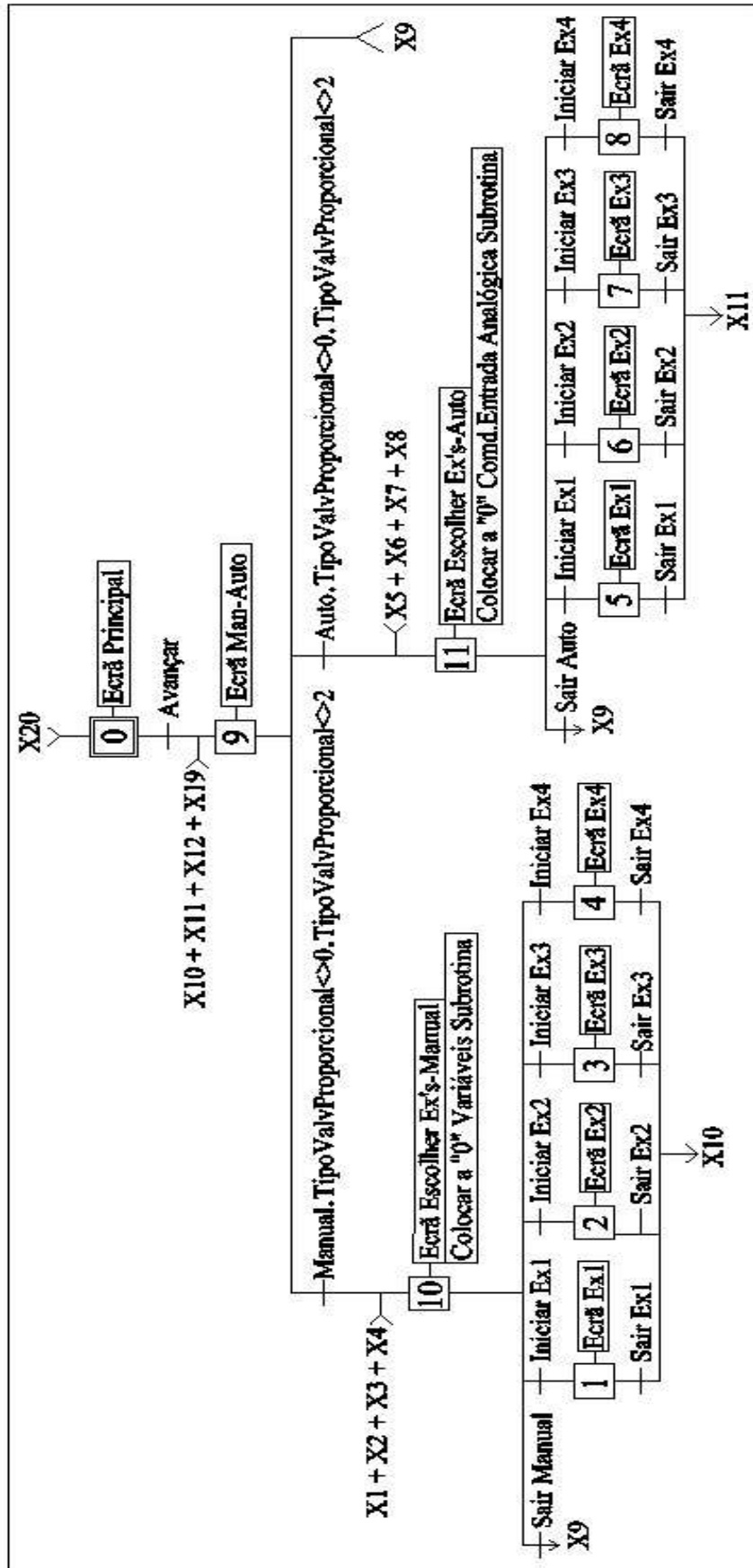


Figura 4.1 – GRAFCET principal, válvula proporcional Bosch Rexroth

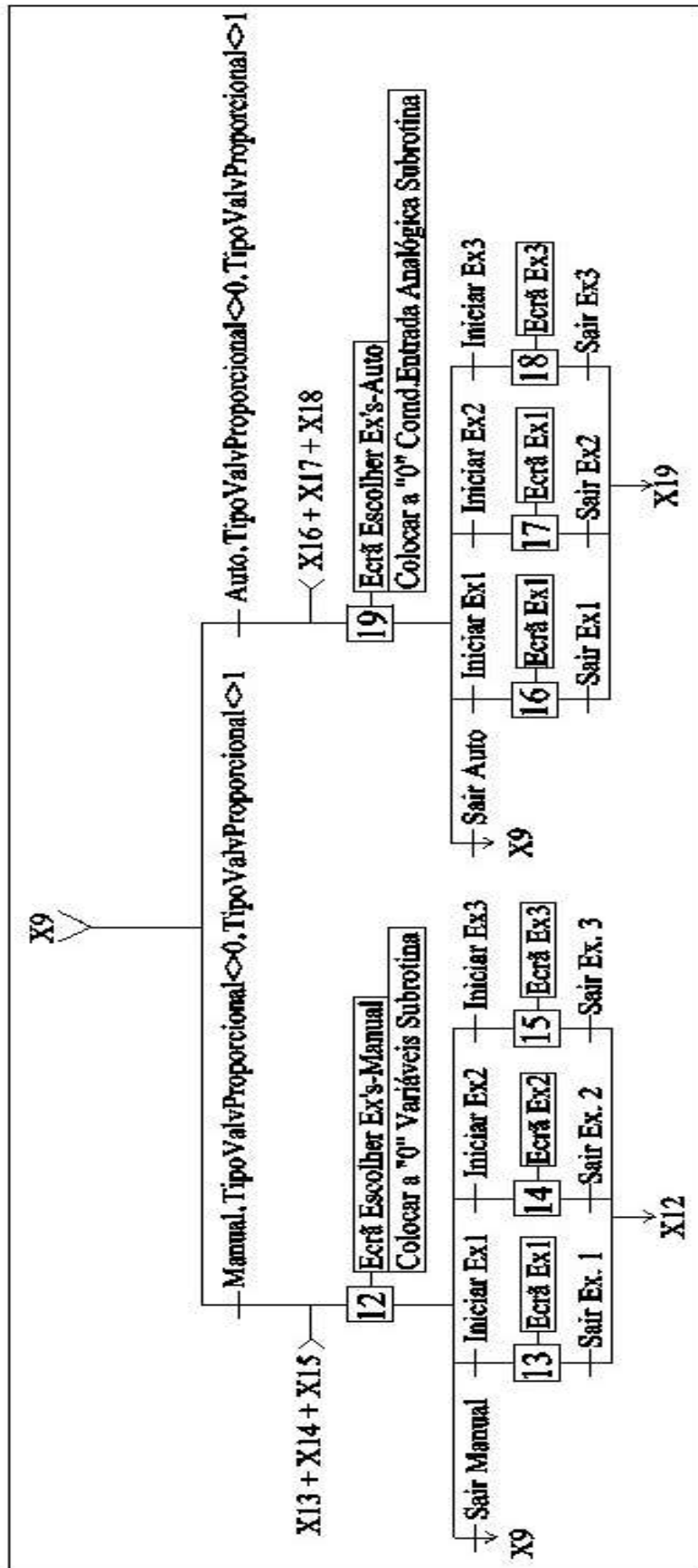
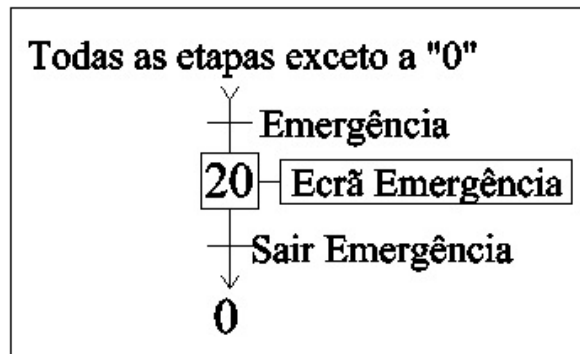


Figura 4.2 - GRAFCET principal, válvula proporcional Vickers

O GRAFET de Emergência permite a paragem dos exercícios em qualquer etapa sempre que se verifiquem anomalias (**Figura 4.3**). É interrompido o normal funcionamento da válvula, as variáveis são colocadas no estado inicial “0”. Após a ativação do estado de emergência, o programa apenas permite que o utilizador vá para o ecrã “Menu Principal” e reinicie o sistema e depois posicionar o cilindro de acordo com os movimentos programados pelo operador.



**Figura 4.3 – GRAFCET de emergência**

## 4.2 Estruturação da HMI

A estruturação da interface gráfica foi efetuada recorrendo ao programa Information Designer da Beijer Electronic, version 1.31 build 272.1, que permite a criação de ecrãs flexíveis e eficientes. A estrutura base da interface gráfica é definida pelo programa do PLC, na HMI é efetuada a estrutura visual de suporte, esta definição permite a homogeneização de toda a estrutura visual, concretizar as funcionalidades e atender às especificações, através de uma navegação fácil e intuitiva. A definição da estrutura dos ecrãs interativos teve em conta o GRAFCET principal, foi definida da seguinte forma (**Figura 4.4**):

- Ecrã principal;
- Ecrã manual ou automático e escolha do tipo de válvula;
- Ecrã tipo de exercícios a realizar, manuais ou automáticos, dependendo do tipo de válvula;
- Ecrã emergência.

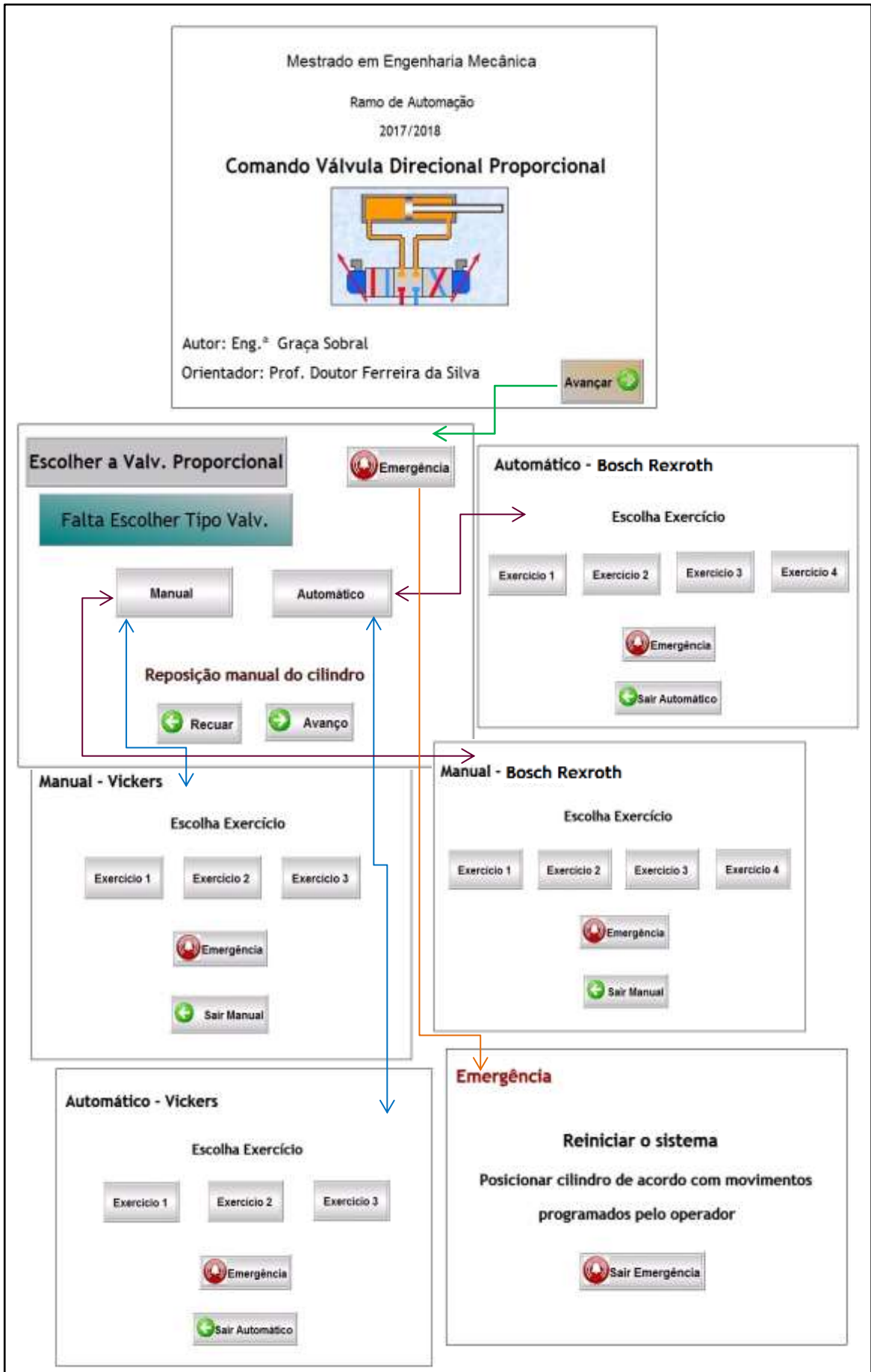


Figura 4.4 – Diagrama representativo da hierarquia dos menus criados na HMI

Na **Figura 4.4** as setas representam o sentido de deslocamento. Ao pressionar uma tecla o menu que é aberto é aquele para o qual a seta aponta. O menu principal é o menu de entrada, a partir deste menu perante a pressão do botão “Avançar” avança-se para o ecrã manual/automático e escolha do tipo de válvula. Após a escolha da válvula proporcional escolhe-se o tipo de exercícios pretendidos (manual ou automático). Os exercícios manuais permitem maior interação entre o utilizador e a HMI. Neste ecrã também se encontra a “Reposição Manual” dos cilindros após ser efetuado o reiniciar do sistema, este deve regressar à posição inicial definida pelo utilizador, através da pressão no botão “Recuar” o solenoide Y2 é atuado o cilindro recua, ou através da pressão do botão “Avançar”, o solenoide Y1 é atuado e o cilindro avança. Após a seleção do tipo de válvula, escolhem-se o tipo de exercícios, no caso da válvula proporcional Bosch Rexroth existem quatro exercícios possíveis, para a válvula Vickers existem três exercícios disponíveis, em ambas as situações os exercícios apresentam um número relevante de aspetos e características de circuitos hidráulicos constituídos por um cilindro linear assimétrico de duplo efeito e uma válvula proporcional direcional 4/3.

O ecrã “Emergência” surge sempre que o botão “Emergência” é acionado. O sistema para logo que este é acionado. Para o reiniciar é necessário sair da condição emergência e voltar ao ecrã principal.

Nos ecrãs “Manual” e “Automático” da válvula Bosch Rexroth existem quatro tipos de exercícios distintos concebidos para evidenciar algumas das capacidades da utilização de válvulas proporcionais direcionais. Foram desenvolvidos para a realização de uma demonstração de fácil visualização e utilização do comando do movimento de um cilindro linear de duplo efeito assimétrico, com carga inercial de 135 kg entre dois sensores mecânicos de fim de curso. Nos ecrãs “Manual” e “Automático” da válvula Vickers existem 3 tipos de exercícios distintos concebidos que também permitem evidenciar as capacidades da utilização de válvulas proporcionais direcionais. O modo “Manual” permite que através de um comando direto manual exercido na consola o utilizador possa ter acesso a toda a capacidade de diálogo com o sistema físico, tem acesso a diversos botões, sinais luminosos, campos numéricos que permitem o diálogo com a banca. Tem-se assim acesso a diversos parâmetros do autómato bem como a observação de diversas características de hidráulica proporcional, sendo assim, este modo torna todo o sistema de controlo mais flexível.

Os *Grafcet's* utilizados na programação dos exercícios encontram-se no anexo A.

### 4.3 Ecrãs dos exercícios da válvula proporcional Bosch Rexroth

Para a válvula Bosch Rexroth existem 8 exercícios, manuais e automáticos, que permitem abordar as propriedades de circuitos hidráulicos proporcionais.

#### 4.3.1 Ecrãs dos exercícios manuais

Os ecrãs dos exercícios manuais têm à disposição do utilizador, três botões. Um para o início, outro para sair do exercício e outro de emergência. Quando este último for premido o exercício é interrompido e aparecerá um novo ecrã, ecrã emergência. Carregando no botão de sair emergência a condição de “não emergência” é rearmada e o utilizador é conduzido ao ecrã principal.

No primeiro exercício (**Figura 4.5**) mostra-se o caudal de óleo que entra nas câmaras do cilindro, durante os movimentos de avanço e recuo, bem como o tempo que demoram a ser executado os movimentos do cilindro (para diferentes valores de abertura da válvula proporcional).



Figura 4.5 – Ecrã de execução do exercício 1, manual Bosch Rexroth

A **Figura 4.6** representa o ecrã do exercício 2. O objetivo poder ligar a válvula proporcional a qualquer cilindro existente no LARI do ISEP, sendo possível fazer variar os valores em cada cilindro. Podem ver-se gráficos da velocidade e do caudal, efetuando para isso a seleção no ecrã.



**Figura 4.6 - Ecrã de execução do exercício 2, manual Bosch Rexroth**

O exercício 3 (**Figura 4.7**) permite que o cilindro avance de acordo com a percentagem de curso escolhida na área “Introduzir Dados”. Na área “Movimentos do Cilindro” pode-se visualizar a velocidade, caudal correspondente à percentagem de curso selecionada, bem como o curso em mm. Após o movimento de avanço o cilindro fica parado um determinado tempo, definido pelo utilizador no campo “Tempo de paragem”.



Figura 4.7 - Ecrã de execução do exercício 3, manual Bosch Rexroth

O exercício 4 (**Figura 4.8**) permite saber as pressões à entrada/saída das câmaras do cilindro, e define as diferenças de pressão e a pressão necessária para movimentar a carga durante o movimento. Para isso é necessário introduzir a pressão de trabalho e a força provocada pela carga gravítica.



Figura 4.8 - Ecrã de execução do exercício 4, manual Bosch Rexroth

### 4.3.2 Ecrãs dos exercícios automáticos

No exercício 1 (**Figura 4.9**) são determinados os tempos que os movimentos do cilindro demoram a ser executados, o caudal de óleo que entra nas câmaras do cilindro e o caudal que sai destas.



**Figura 4.9 - Ecrã de execução do exercício 1, automático Bosch Rexroth**

Na área de “Comando Analógico” visualiza-se o comando de entrada que corresponde ao valor em volt selecionado na fonte de alimentação (Kiotto) e o correspondente valor da saída analógica que comandará a válvula proporcional.

No exercício 2 (**Figura 4.10**) a escolha do cilindro é feita no botão “Escolher Cilindro”. É possível visualizar gráficos sobre velocidade e caudal, selecionando os respetivos botões.



Figura 4.10 - Ecrã de execução do exercício 2, automático Bosch Rexroth

No exercício 3 (Figura 4.11) pretende-se o mesmo objetivo que no exercício 2 na opção manual. No comando “Movimentos do Cilindro” pode visualizar-se qual o curso correspondente à percentagem selecionada.



Figura 4.11 - Ecrã de execução do exercício 3, automático Bosch Rexroth

O exercício 4 (**Figura 4.12**) tem como finalidade calcular as pressões à entrada/saída das câmaras do cilindro e a pressão necessária para movimentar a carga.



**Figura 4.12 - Ecrã de execução do exercício4, automático Bosch Rexroth**

## 4.4 Ecrãs dos exercícios válvula proporcional Vickers

Os exercícios para a válvula Vickers foram planeados com base nos exercícios efetuados para a válvula Rexroth. São igualmente abordadas as propriedades de circuitos hidráulicos proporcionais, e para tal foram realizados grupos de 3 exercícios (manuais e automáticos).

### 4.4.1 Ecrãs dos exercícios manuais

No primeiro exercício (**Figura 4.13**) é apresentado o tempo que cada movimento do cilindro demora a ser executado, bem como o caudal de óleo que entra/sai nas câmaras do cilindro. No “Contador” introduzem-se nº de voltas de movimento que se desejam efetuar.



Figura 4.13 - Ecrã de execução do exercício 1, manual Vickers

No exercício 2 (Figura 4.14) pretende-se que o cilindro se mova de acordo com a percentagem de curso selecionada. No botão “Movimentos do Cilindro” podem-se visualizar as velocidades, o tempo e o curso, correspondentes à percentagem selecionada.

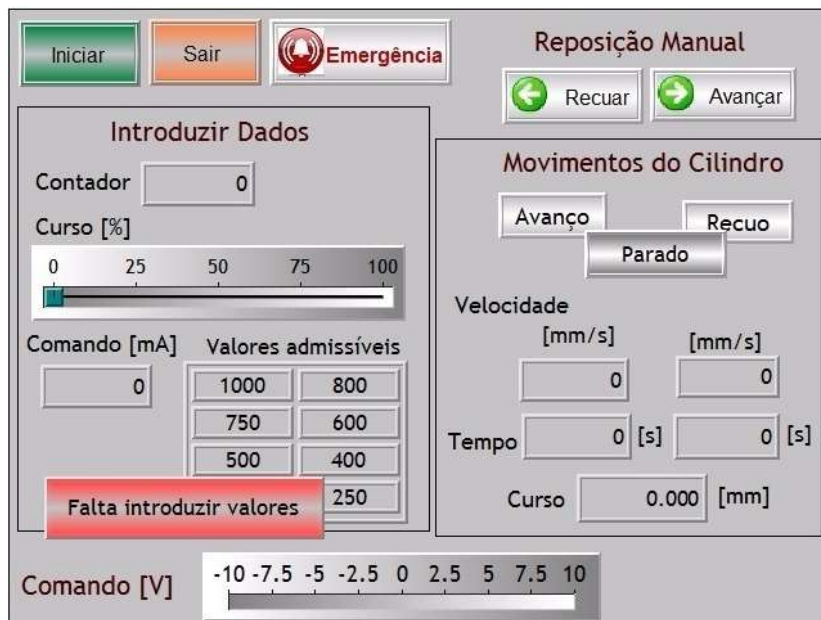


Figura 4.14 - Ecrã de execução do exercício 2, manual Vickers

A **Figura 4.15** representa o ecrã do exercício 3. Neste exercício a aceleração/desaceleração do cilindro é efetuada por rampas para evitar choques hidráulicos provocados por arranques e paragens demasiados rápidos.



**Figura 4.15 - Ecrã de execução do exercício 3, manual Vickers**

#### 4.4.2 Ecrãs dos exercícios automáticos

Observando a **Figura 4.16**, ecrã exercício 1, na área de “Comando Analógico” pode visualizar-se o comando de entrada, e o correspondente valor da saída analógica. Na área “Movimento do Cilindro” mostra-se o tempo que os movimentos do cilindro demoram a ser executados, bem como o caudal de óleo que entra nas câmaras.



**Figura 4.16 - Ecrã de execução do exercício 1, automático Vickers**

O exercício 2 (**Figura 4.17**) permite que o cilindro se mova de acordo com a percentagem de curso selecionada através da opção *multiple choice* “Escolher Percentagem de Curso”. Na área “Movimentos do Cilindro” pode-se visualizar, o curso em mm, correspondente à percentagem, as velocidades e o tempo de avanço/recuo.



**Figura 4.17** - Ecrã de execução do exercício 2, automático Vickers

O exercício 3 (**Figura 4.18**) permite determinar a pressão necessária para movimentar a carga durante os movimentos, bem como as pressões à entrada/saída.



**Figura 4.18** - Ecrã de execução do exercício 3, automático Vickers

# 5 Exercícios de demonstração didática

Neste capítulo são apresentados e analisados os resultados dos exercícios didáticos implementados. Os exercícios foram organizados de acordo com o tipo de banca e válvula direcional proporcional utilizada. Dois grupos com 4 exercícios são correspondentes à banca Gustavo Cudell e válvula direcional proporcional Bosch Rexroth. Os outros dois grupos com 3 de exercícios cada, correspondentes à banca Festo e válvula direcional proporcional Vickers. A realização destes exercícios tem por objetivo sensibilizar os alunos para as potencialidades da utilização da hidráulica proporcional.

## 5.1 Exercícios didáticos válvula direcional proporcional Bosch Rexroth

Conjunto de exercícios realizados na bancada Gustavo Cudell usando a válvula direcional proporcional 4/3 tipo 4WREE da Bosch Rexroth e cilindro linear assimétrico de duplo efeito sujeito a carga gravítica tem o seguinte circuito hidráulico (**Figura 5.1**). As fórmulas utilizadas na realização dos exercícios foram as descritas no capítulo 2.

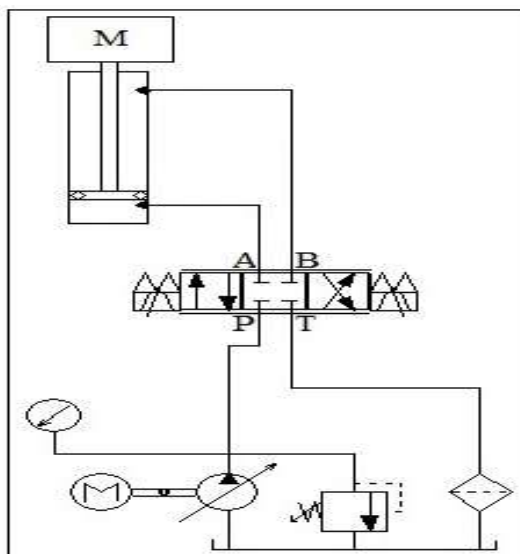


Figura 5.1 - Circuito hidráulico simplificado – Bancada Gustavo Cudell

### 5.1.1 Ecrãs dos Resultados obtidos, exercícios manuais

No primeiro exercício pretende-se saber o tempo decorrido entre os detetores mecânicos de fim de curso (avanço e recuo) e a quantidade de caudal necessária para as câmaras do cilindro para que este se movimente, bem como o caudal que sai destas, para diferentes aberturas da válvula direcional proporcional. Na realização dos ensaios como os sensores de fim de curso são mecânicos e não existe um transdutor de deslocamento, para se ter a certeza que os tempos associados aos movimentos estavam corretos utilizou-se uma saída digital, luz LED, que deteta os movimentos de avanço e recuo.

Os resultados obtidos para este exercício são apresentados na **Figura 5.2**. O ensaio foi realizado para 50% de comando que equivale a 5 V, analisando a figura verifica-se, que o tempo de subida e de descida do cilindro com carga gravítica são diferentes, porque os caudais também são diferentes para os dois movimentos, devido à relação de áreas do cilindro.



Figura 5.2 – Ecrã dos resultados obtidos exercício 1

Na **Tabela 5.1** são apresentados os valores para as percentagens de comando utilizadas. Como se pode observar os resultados obtidos experimentalmente são muito parecidos com os que constam na **Tabela 5.1** para 5 V, há exceção do valor obtido para o tempo de avanço, mas como as memórias utilizada pelos temporizadores só aceitam valores inteiros, o valor obtido parece ligeiramente superior, porque foi arredondado.

Tabela 5.1 – Valores obtidos para o caudal e tempo - Bosch Rexroth

Comando [V] reco/avanço	Movimento de avanço			Movimento de recuo		
	Câmara principal P-A [l/min]	Câmara secundária B-T [l/min]	Tempo avanço [s]	Câmara principal A-T [l/min]	Câmara secundária P-B [l/min]	Tempo recuo [s]
10/-10	6,3	4,1	2,7	8,3	5,4	2,1
9/-9	6,0	3,9	2,8	7,9	5,1	2,2
8/-8	5,7	3,7	3,0	7,5	4,8	2,3
7,5/-7,5	5,5	3,6	3,1	7,2	4,7	2,4
7/-7	5,4	3,5	3,2	7,1	4,6	2,4
6/-6	5,1	3,3	3,4	6,5	4,2	2,6
5/-5	4,8	3,1	3,6	5,6	3,6	3,0
4/-4	4,1	2,7	4,2	4,3	2,8	4,0
3/-3	2,9	1,8	6,0	2,9	1,9	5,9
2,5/-2,5	2,0	1,3	8,5	2,1	1,3	8,3
2/-2	1,3	0,8	13,5	1,5	1,0	11,5
1,5/-1,5	0,4	0,3	42,9	0,5	0,4	31,3

No exercício (**Figura 5.3**) é ligada a válvula direcional proporcional Bosch Rexroth a qualquer cilindro existente no LARI do ISEP, para o caso de estudo, o cilindro utilizado foi o da bancada Gustavo Cudell, as dimensões foram introduzidas no campo “Introduzir Dados”, e permite saber as velocidades, avanço e recuo, tendo em conta o caudal que entra nas câmaras para uma percentagem de comando, que neste exercício foi definida como 75%.



Figura 5.3 - Ecrã dos resultados obtidos exercício 2

Na **Tabela 5.2** -são apresentados os valores calculados para o caudal e velocidade para diferentes valores de comando. Analisando a **Figura 5.3** e comparando com os valores obtidos na **Tabela 5.2** -para 75% comando (7,5 V) os valores obtidos são semelhantes.

**Tabela 5.2 - Valores obtidos para o caudal e velocidade - Bosch Rexroth**

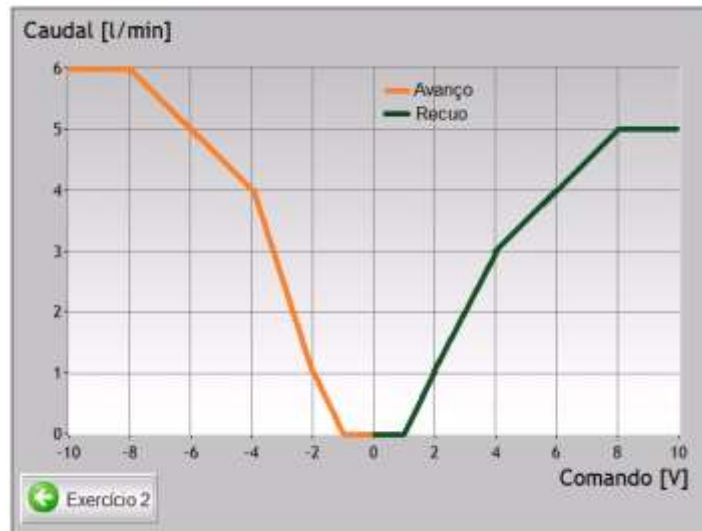
Comando [V] reco/avanço	Movimento de avanço		Movimento de recuo	
	Câmara principal P-A [l/min]	Velocidade [mm/s]	Câmara secundaria P-B [l/min]	Velocidade [mm/s]
10/-10	6,3	110,0	5,4	144,2
9/-9	6,0	104,5	5,1	137,0
8/-8	5,7	99,0	4,8	129,8
7,5/-7,5	5,5	95,7	4,7	125,4
7/-7	5,4	93,5	4,6	122,5
6/-6	5,1	88,0	4,2	112,5
5/-5	4,8	83,6	3,6	98,0
4/-4	4,1	71,5	2,8	75,0
3/-3	2,9	49,5	1,9	50,5
2,5/-2,5	2,0	35,2	1,3	36,0
2/-2	1,3	22,0	1,0	26,0
1,5/-1,5	0,4	6,9	0,4	9,5

Na **Tabela 5.3**, são apresentados em realce os valores que correspondem às diferenças obtidas devido ao facto de as memórias utilizadas só armazenarem valores inteiros.

**Tabela 5.3 - Valores obtidos para o tempo e velocidade - Bosch Rexroth**

Comando [Volt] avanço/reco	Tempo avanço [s]	Velocidade avanço [mm/s]	Tempo recuo [s]	Velocidade recuo [mm/s]
10/-10	2,7	110,0	2,1	144,2
9/-9	2,8	104,5	2,2	137,0
8/-8	3,0	99,0	2,3	129,8
7,5/-7,5	3,1	95,7	2,4	125,4
7/-7	3,2	93,5	2,4	122,5
6/-6	3,4	88,0	2,6	112,5
5/-5	3,6	83,6	3,0	98,0
4/-4	4,2	71,5	4,0	75,0
3/-3	6,0	49,5	5,9	50,5
2,5/-2,5	8,5	35,2	8,3	36,0
2/-2	13,5	22,0	11,5	26,0
1,5/-1,5	42,9	6,9	31,3	9,5

Neste exercício é possível observar gráficos de velocidade e caudal, conseguidos através do PLC correspondentes a alguns valores de percentagens de comando. Na **Figura 5.4** mostra-se o gráfico do caudal para alguns valores de comando, devido há diferença de áreas do cilindro. O caudal que entra na câmara principal é superior ao que entra na câmara secundária.



**Figura 5.4 – Ecrã do gráfico do caudal**

No exercício 3 o cilindro avança de acordo com a percentagem de curso seleccionada. Neste exercício são apresentados resultados para 25% de percentagem de curso (**Figura 5.5**) e 75% e (**Figura 5.7**) para uma percentagem de 100% de comando. Para essas percentagens o cilindro demora o mesmo tempo no avanço e no recuo.

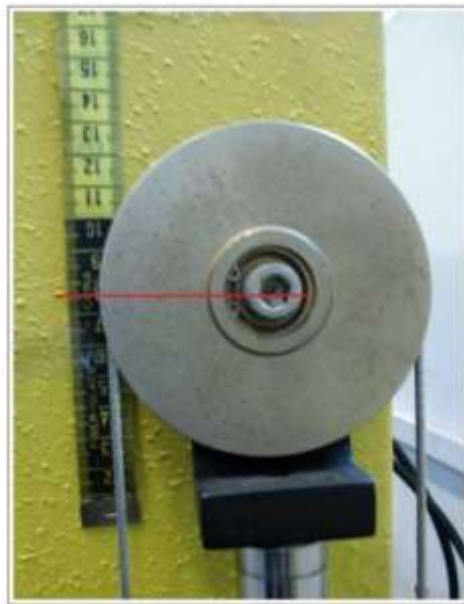
O valor obtido por cálculo para o curso é de 74,3 mm, 25% de percentagem (**Figura 5.5**).



**Figura 5.5 – Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 25% de curso - Bosch Rexroth**

A

**Figura 5.6** representa o espaço (75 mm) que o cilindro percorreu para o tempo calculado, o que é aproximadamente o valor obtido por cálculo. Esta pequena diferença pode dever-se a uma deficiente colocação da fita métrica devido ao posicionamento das roldanas. Utilizou-se uma fita métrica, e uma saída LED associada ao temporizador, para se calcular as distâncias percorridas de acordo com as percentagens de curso e de comando devido à inexistência um transdutor de posição entre os detetores de fim de curso.



**Figura 5.6 - Movimento do cilindro para 25% de curso – Bosch Rexroth**

Para 75% de percentagem de curso, 100% de comando, obtiveram-se os seguintes valores (**Figura 5.7**). Verifica-se que o cilindro demora o mesmo tempo a avançar e a recuar.



**Figura 5.7 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 75% de curso - Bosch Rexroth**

Comparando o valor obtido por cálculo, (222,8 mm), para a percentagem de curso com o valor obtido pelo deslocamento físico do cilindro (**Figura 5.8**) há uma pequena diferença entre estes. Esta pequena diferença deve-se as mesmas razões explicadas no caso anterior.



**Figura 5.8 - Movimento do cilindro para 75% de curso - Bosch Rexroth**

Na **Tabela 5.4** estão representados os tempos e caudais obtidos para os movimentos do cilindro para as percentagens de curso estudadas. Como se pode observar os valores para os tempos de subida e descida são ligeiramente diferentes dos valores observados nos

ecrãs dos exercícios, isso deve-se ao facto das variáveis utilizadas pelos temporizadores terem valores inteiros, *words*, sendo por isso necessário arredondar os valores.

**Tabela 5.4 – Percentagem de curso para 100% de comando - Bosch Rexroth**

Curso [mm]	Movimento de avanço		Movimento de recuo	
	Caudal (P-A) Câmara principal [l/min]	Tempo [s]	Caudal (P-B) Câmara secundária [l/min]	Tempo [s]
74,3	6,3	0,7	5,4	0,5
148,5	6,3	1,4	5,3	1,1
222,8	6,3	2,0	5,3	1,6
297,0	6,3	2,7	5,4	2,1

O ecrã do exercício 4 (**Figura 5.9**) mostra as pressões à entrada e saída das câmaras do cilindro, as diferenças de pressão e a pressão necessária para movimentar a carga gravítica, durante os movimentos do cilindro para uma percentagem de comando de 60%.



**Figura 5.9 – Ecrã dos resultados obtidos para exercício 4**

Comparando os valores obtidos para a pressão nas câmaras do cilindro pelo PLC com os da **Tabela 5.5**, estes são significativamente diferentes. Esta diferença deve-se ao número de casas decimais utilizadas pelo PLC, que são diferentes do número de casas decimais utilizadas nos cálculos em *Excel*.

Tabela 5.5 - Pressões nas câmaras do cilindro - Bosch Rexroth

Movimento de avanço				
Pressão movimentar carga	P1 (P-A) Câmara principal	P2 (B-T) Câmara secundária	$\Delta p1$ (P-A) Câmara principal	$\Delta p2$ (B-T) Câmara secundária
[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
27,5	39,1	17,9	40,9	15,9
Movimento de recuo				
Pressão movimentar carga	P1 (A-T) Câmara principal	P2 (P-B) Câmara secundária	$\Delta p3$ (A-T) Câmara principal	$\Delta p4$ (P-B) Câmara secundária
[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
42,6	20,1	73,6	18,1	6,4

### 5.1.2 Ecrãs dos Resultados obtidos, exercícios automáticos

Os objetivos para este conjunto de exercícios são semelhantes ao dos exercícios manuais. Seguiu-se a metodologia aplicada nos exercícios anteriores, com a diferença que nestes exercícios para se obter a percentagem de comando é necessário selecionar na fonte de alimentação (Kiotto).

Para o primeiro exercício o valor selecionado para a entrada analógica foi aproximadamente 12800 (**Figura 5.10**). Comparando os valores obtidos pelo PLC com os valores com da **Tabela 5.1**, para 4 V, sublinhado a azul, verifica-se que os valores são muito semelhantes. Na **Figura 5.10** quando o contador atinge o número de voltas selecionadas, desliga-se, aparece a mensagem “Fim de contagem” (**Figura 5.11**).



Figura 5.10 – Ecrã dos resultados obtidos, exercício 1, 1 volta do contador

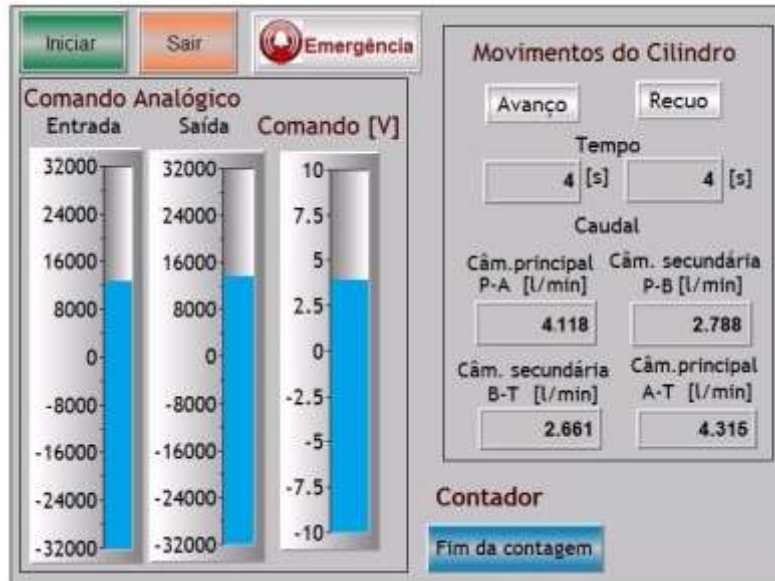


Figura 5.11 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 1, fim contagem

No exercício 2, tal como no exercício 2 manual, pretende-se ligar a válvula direcional proporcional Bosch Rexroth a qualquer cilindro existente no LARI do ISEP. O valor de comando utilizado para este caso de estudo foi de aproximadamente 90%, que corresponde a um valor de entrada analógica de 28800. Na **Figura 5.12** estão representados os resultados obtidos para esta percentagem de comando, comparando estes valores com os obtidos na **Tabela 5.2**. As diferenças que existem nos valores da velocidade são mínimas.



Figura 5.12 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2 - Bosch Rexroth

Para o exercício 3 o valor de comando utilizado foi de aproximadamente 30%, que corresponde a um valor de entrada analógica de 9600, tal como para o exercício 3 manual pretende-se que o cilindro avance de acordo com a percentagem de curso selecionada, que neste caso é de 50% (**Figura 5.13** e **Figura 5.5**) e 100% de percentagem de curso (**Figura 5.14**). Observando a **Tabela 5.6** vemos os tempos e caudais obtidos para os movimentos do cilindro correspondentes às percentagens de curso estudadas. Os valores obtidos são muito parecidos com os mostrados nos ecrãs do exercício.

**Tabela 5.6 - Percentagem de curso para 30% de comando - Bosch Rexroth**

Curso [mm]	Movimento de avanço		Movimento de recuo	
	Caudal (P-A) Câmara principal [l/min]	Tempo [s]	Caudal (P-B) Câmara secundária [l/min]	Tempo [s]
74,3	2,9	1,5	1,7	1,6
148,5	3,2	2,7	1,7	3,2
222,8	3,2	4,0	1,7	4,8
297,0	2,9	6,0	1,9	5,7



**Figura 5.13 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 3, 50% de curso, 1 volta do contador**

Neste exercício podemos ler número de voltas que o cilindro efetua, na área “Contador”. No início aparece o número de voltas total que serão efetuadas, (**Figura 5.13**) esse valor vai decrescendo, até zero”0” indicando que terminou a contagem (**Figura 5.14**).

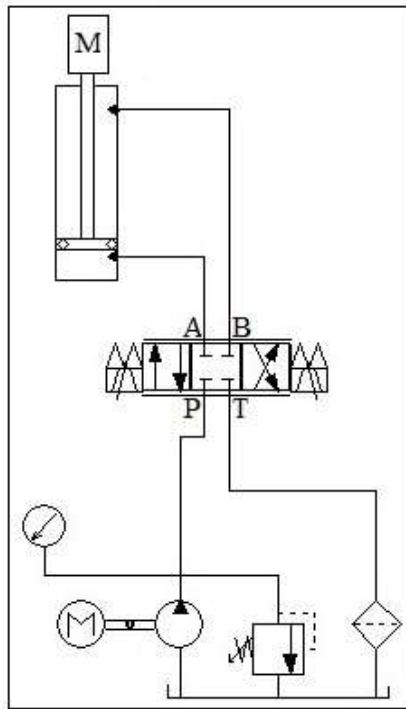


**Figura 5.14 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 3, 100% de curso, contador desligado**

Como o exercício 4 automático tem a mesma finalidade que o exercício 4 manual, optei por não apresentar o ecrã com os resultados para este exercício uma vez que são os mesmos da **Figura 4.8**.

## 5.2 Exercícios didáticos válvula direcional proporcional Vickers

O conjunto de exercícios efetuados usando a bancada da Festo e válvula direcional proporcional 4/3 da Vickers (Festo, 1996) e cilindro linear assimétrico de duplo efeito sujeito a uma pequena carga gravítica tem o seguinte circuito hidráulico (**Figura 5.15**) (Festo, 2016). As fórmulas utilizadas na realização dos exercícios foram as descritas no capítulo 2.



**Figura 5.15- Circuito hidráulico simplificado – Bancada Festo**

Os ensaios foram primeiro efetuados considerando os valores fornecidos pelo catálogo do fabricante, utilizando caudais reais, e através desses ensaios reparou-se que os tempos de avanço e recuo do cilindro não estavam ajustados com os detetores mecânicos de fim de curso. Para se ter a certeza que os tempos associados aos movimentos estavam corretos utilizou-se uma saída digital, LED, associada às etapas dos temporizadores. Assim sendo efetuaram-se novos ensaios considerando aberturas da válvula diferentes das indicadas pelo fabricante, de forma a que os tempos de avanço e recuo estivessem de acordo com a paragem do cilindro nos sensores mecânicos de fim de curso. Na **Figura 5.16** pode observar-se as duas curvas obtidas para o caudal. De notar que a curva obtida pelos ensaios é inferior à obtida pelo fabricante, essa diferença pode dever-se ao facto do

cilindro ter uma força gravítica associada, as condições dos ensaios não serem as mais corretas em termos de temperatura ambiente e temperatura do óleo. As condições dos ensaios para óleo mineral HLP22, com viscosidade cinemática  $\nu = 22 \text{ mm}^2/\text{s}$  a  $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  foram: pressão de funcionamento  $P = 60 \text{ bar}$ , e como não temos um termómetro para medir a temperatura do óleo não se sabe qual a temperatura que atingiu, mas todos os ensaios foram efetuados ao fim de 1h30m de funcionamento da unidade hidráulica, os resultados começaram a ser precisos ao fim desse tempo, a temperatura ambiente no laboratório nesses dias era de aproximadamente  $T_{ab} = 18^\circ\text{C}$ .

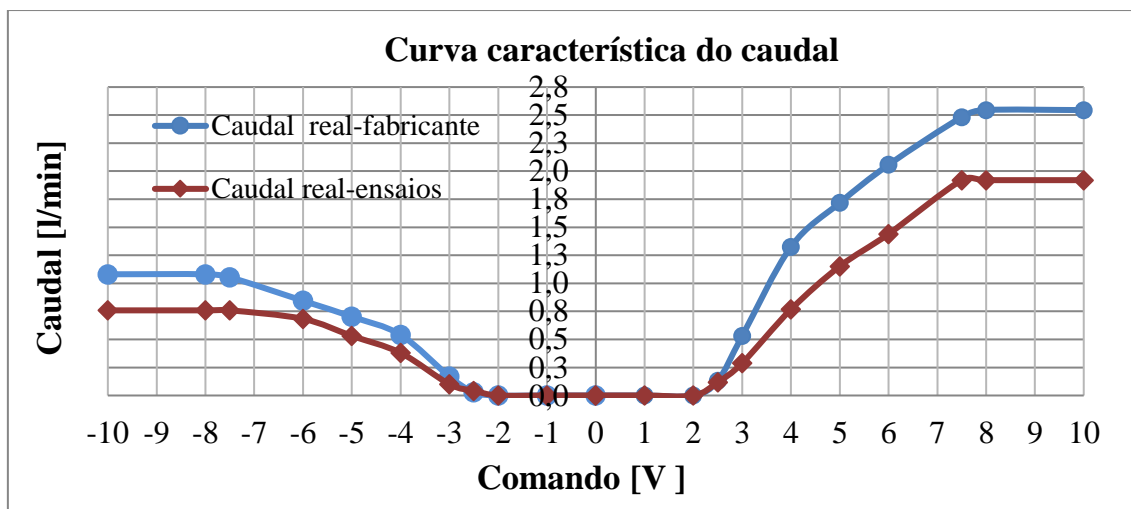


Figura 5.16 – Curva característica do caudal válvula direcional proporcional Vickers

### 5.2.1 Ecrãs dos Resultados obtidos, exercícios manuais

Os exercícios efetuados com a válvula direcional proporcional Vickers são semelhantes aos exercícios realizados com a válvula direcional proporcional Bosch Rexroth.

No primeiro exercício o objetivo é calcular o que o cilindro gasta a percorrer o espaço entre os detetores mecânicos de fim de curso (avanço e recuo) e o caudal necessário a entrar/sair nas câmaras para o cilindro se movimentar. Para análise optou-se por escolher o valor de comando 600 mA, equivalente a 6 V, (**Figura 5.17**). Verifica-se que o cilindro demora o mesmo tempo a avançar e a recuar, embora os valores obtidos para o caudal sejam diferentes, como esperado, devido à relação de áreas do cilindro.



Figura 5.17 – Ecrã dos resultados obtidos, exercício 1 - Vickers

Comparando os valores obtidos na **Figura 5.17** com os da **Tabela 5.7** verifica-se que estes são diferentes relativamente aos obtidos para o tempo, de comando 600 mA. Isto deve-se ao facto da memória utilizada pelos temporizadores só aceitar números inteiros.

Tabela 5.7- Valores obtidos para o caudal e tempo - Vickers

Comando [V]	Movimento de avanço			Movimento de recuo		
	Câmara principal P-A [l/min]	Câmara secundaria B-T [l/min]	Tempo avanço [s]	Câmara principal A-T [l/min]	Câmara secundaria P-B [l/min]	Tempo recuo [s]
10/-10	1,9	1,2	1,3	1,5	0,8	1,9
8/-8	1,9	1,2	1,3	1,5	0,8	1,9
7,5/-7,5	1,9	1,1	1,3	1,3	0,8	1,9
6/-6	1,5	0,9	1,7	1,1	0,7	2,2
5/-5	1,1	0,7	2,1	0,9	0,5	2,8
4/-4	0,7	0,4	3,1	0,6	0,4	3,9
3/-3	0,3	0,2	8,4	0,2	0,1	10,3
2,5/-2,5	0,1	0,1	20,6	0,1	0,04	34,0

Para o exercício 2 o avanço e recuo do cilindro, foram realizados ensaios para 25% e a percentagem de curso, é 50 mm, e 75%, e 150 mm (**Figura 5.18** e **Figura 5.19**) para um valor de comando de 250 mA (2,5 V). Analisando os valores obtidos tanto para 25% e 75%

de percentagem de curso, o cilindro demora mais tempo a efetuar o recuo. Isso deve ao facto de na câmara secundária o caudal que entra ser bastante inferior ao que entra na câmara principal.



Figura 5.18 - Ecrã de execução do exercício 2, 25% de curso - Vickers



Figura 5.19 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 75% de curso – Vickers

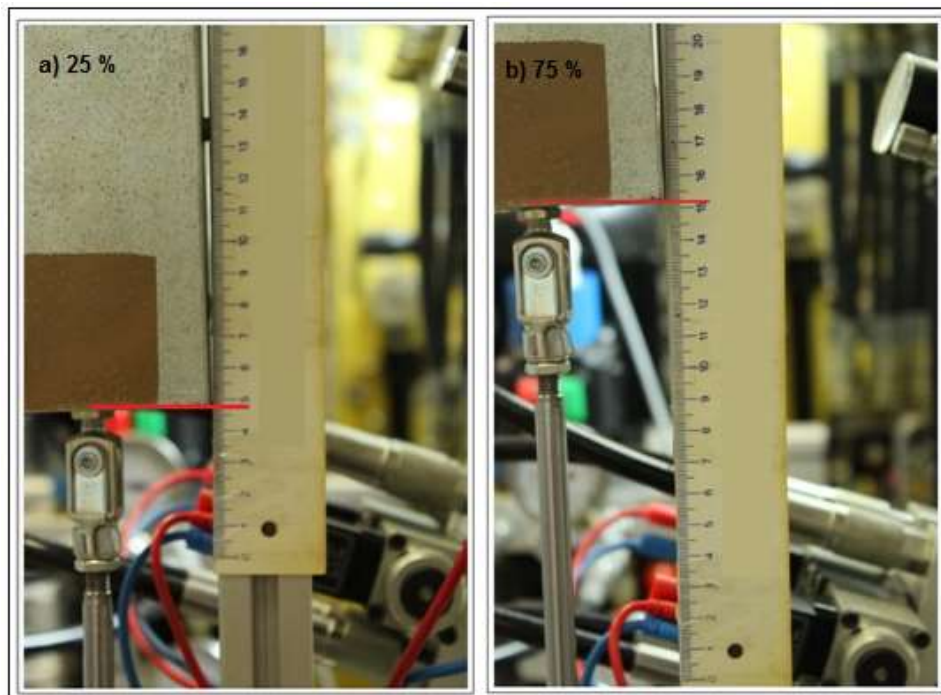
A **Tabela 5.8** apresenta os tempos e velocidades obtidos para os movimentos do cilindro para as percentagens de curso estudadas. Verifica-se que os valores para os tempos de avanço e recuo são semelhantes aos observados nos ecrãs dos exercícios.

**Tabela 5.8 - Valores obtidos para a velocidade e tempo - Vickers**

Curso [%]	Movimento de avanço		Movimento de recuo	
	Velocidade [mm/s]	Tempo avanço [s]	Velocidade [mm/s]	Tempo recuo [s]
50,0	11,0	4,6	4,7	10,6
100,0	9,7	10,4	5,2	19,3
150,0	9,6	15,7	5,1	29,4
200,0	9,6	20,9	5,0	40,0

Para se saber com precisão que as distâncias percorridas pelo cilindro estavam de acordo com as percentagens de curso, tempos e percentagens de comando estudadas, utilizou-se a régua e uma saída LED associada aos temporizadores.

Na **Figura 5.20** estão representadas as distâncias que o cilindro percorreu, para 50mm e 150 mm, verificando-se que estão próximas dos valores obtidas por cálculo. Esta pequena diferença pode dever-se ao facto de a régua métrica não estar bem colocada, como se nota está ligeiramente inclinada.



**Figura 5.20 - Movimento do cilindro para 25% e 75% de curso – Vickers**

No exercício 3 (**Figura 5.21**) pretende-se uma variação progressiva no início e no fim dos movimentos, assim a aceleração/desaceleração do cilindro é efetuada por rampas, permitindo suavizar as transições de movimento.

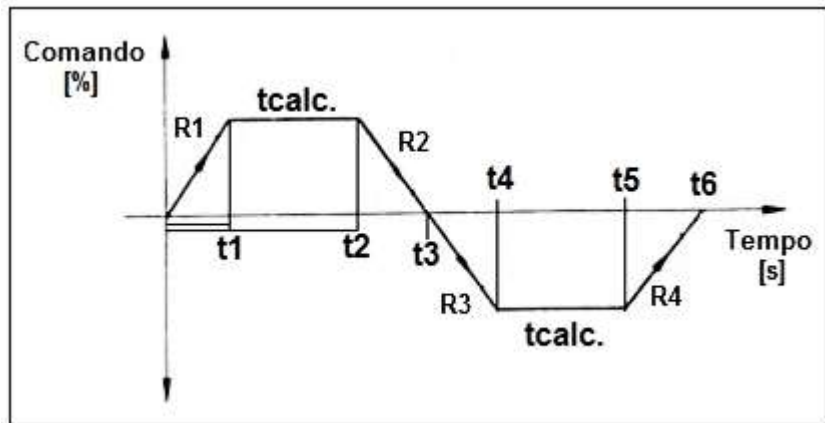


**Figura 5.21** - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 3

As rampas são definidas como parâmetros de inclinação. Para a sua definição utilizou-se a equação da reta:

$$y - y_1 = m (x - x_1) \quad (5.1)$$

Através da inclinação da rampa (declive  $m$  da reta), em função da percentagem de comando e tempo de aceleração/desaceleração consegue-se controlar o valor dessa aceleração/desaceleração. Os tempos de rampa foram definidos de acordo com a representação da **Figura 5.22**, sabendo-se o tempo que o cilindro demora entre os fim de curso mecânicos e o tempo que demora a fazer as rampas determina-se o tempo que não está em rampa.



**Figura 5.22 - Determinação dos tempos de rampa**

Os declives das rampas e o valor de comando da válvula são definidos pelo utilizador. Na **Tabela 5.9** estão representados os valores obtidos para o tempo quando o cilindro não está em rampa, como se pode observar os tempos de avanço e recuo são idênticos.

**Tabela 5.9 – Valores obtidos para o tempo calculado**

Comando [%]	Tempo avanço [s]	Tempo avanço rampas		
		R1 [s]	Tempo calculado [s]	R2 [s]
30	8,4	0,5	7,4	0,5
	Tempo recuo com rampas			
	Tempo recuo [s]	R3 [s]	Tempo calculado [s]	R4 [s]
	10,3	0,5	9,3	0,5

### 5.2.2 Ecrãs dos Resultados obtidos, exercícios automáticos

O que se pretende com este conjunto de exercícios é o mesmo dos exercícios manuais, estudados anteriormente.

No exercício 1 o valor de comando utilizado foi de aproximadamente 40% (390,3 mA) que corresponde a um valor de entrada analógica de 12800, na **Figura 5.23** estão expostos os resultados obtidos para esta percentagem de comando, comparando estes valores com os obtidos na **Tabela 5.7**, não existem diferenças.



**Figura 5.23 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 1, 1 volta do contador**

Neste exercício sabem-se o número de voltas que o cilindro efetua através da área “Contador”, no início aparece o número de voltas total que serão efetuadas, esse valor vai decrescendo, no fim do exercício aparece o valor ”0” para indicar que terminou a contagem.

Para o exercício 2 o valor de comando utilizado foi de aproximadamente 50%, que corresponde a um valor de entrada analógica de 16000 (5 V). Neste exercício o cilindro avança e recua de acordo com a percentagem de curso selecionada. Os casos de estudo foram para 50% (**Figura 5.24, Figura 5.26**) e 100% de percentagem de curso (**Figura 5.25**).



Figura 5.24 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 50% de curso, 1 volta do contador



Figura 5.25 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 100% de curso



**Figura 5.26 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 2, 50% de curso, contador desligado**

Na **Tabela 5.10** estão representados os tempos e caudais obtidos para os movimentos do cilindro, para as percentagens de curso estudadas. Como se verifica os valores obtidos são muito parecidos com os obtidos pelo PLC.

**Tabela 5.10 - Valores obtidos para a velocidade e o tempo - Vickers**

Curso [%]	Movimento de avanço		Movimento de recuo	
	Velocidade [mm/s]	Tempo avanço [s]	Velocidade [mm/s]	Tempo recuo [s]
50,0	99,5	0,5	73,6	0,7
100,0	105,7	0,9	73,6	1,4
150,0	103,7	1,4	73,6	2,0
200,0	91,4	2,2	73,6	2,7

Neste exercício aparece uma mensagem a avisar o utilizador do número de voltas do “Contador” enquanto o contador estiver a contar a cada contagem aparece uma mensagem a dizer “Contagem nº de voltas” (**Figura 5.24**), quando o contador é desligado aparece uma mensagem a dizer “Fim de contagem” (**Figura 5.26** e **Figura 5.25**).

O objetivo do exercício 3 (**Figura 5.27**) é conhecer as pressões à entrada e saída das câmaras do cilindro, as diferenças de pressão e a pressão necessária para movimentar a carga gravítica, para uma percentagem de comando de 75%.



Figura 5.27 - Ecrã dos resultados obtidos, exercício 3

Comparando os valores obtidos para a pressão nas câmaras do cilindro pelo PLC com os da **Tabela 5.11**, estes são significativamente diferentes. Esta diferença deve-se à diferença de casas decimais entre o PLC, e o *Excel*.

Tabela 5.11 - Pressões nas câmaras do cilindro

Movimento de avanço				
Pressão movimentar Carga	P1 Câmara principal	P2 Câmara Secundária	$\Delta p_1$ (P-A) Câmara principal	$\Delta p_2$ (B-T) Câmara secundária
[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
4,4	36,2	52,1	23,8	50,1
Movimento de recuo				
Pressão movimentar Carga	P2 Câmara Secundária	P1 Câmara principal	$\Delta p_3$ (A-T) Câmara Principal	$\Delta p_4$ (P-B) Câmara secundária
[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
7,2	56,3	29,9	27,9	3,7

# 6 Conclusões

O principal objetivo desta dissertação consistiu no desenvolvimento e implementação de conjuntos de exercícios didáticos que pretendem demonstrar as potencialidades da hidráulica proporcional. Estes exercícios foram realizados com recurso às capacidades de controlo e comando do PLC e da consola gráfica utilizados para controlar as duas válvulas direcionais proporcionais. No total foram desenvolvidos 14 exercícios didáticos, distribuídos por 4 conjuntos, 2 manuais e 2 automáticos. Os dois primeiros conjuntos de exercícios desenvolvidos referem-se à válvula direcional proporcional Bosh Rexroth, o primeiro conjunto, modo “Manual”, permite que através de um comando direto manual exercido na consola o utilizador possa ter acesso a toda a capacidade de diálogo com o sistema físico. Os resultados obtidos utilizando o PLC para este conjunto de exercícios para as percentagens de comando utilizadas são muito parecidos com os obtidos nas tabelas de *Excel*. Em relação ao conjunto de exercício modo “Automático”, sem interação com o utilizador, os valores obtidos também são semelhantes aos calculados em *Excel*. Nos dois conjuntos seguintes desenvolvidos referem-se à válvula direcional proporcional Vickers, pela análise dos resultados em ambos os conjuntos, modo “Manual” e modo “Automático” os valores obtidos pelo PLC são muito parecidos com os obtidos em *Excel*.

Foram realizados testes práticos para aferir a proximidade entre os resultados obtidos em laboratório, e os explicitados pelos fabricantes das válvulas direcionais proporcionais utilizadas.

Os resultados foram bastante precisos para a válvula da Vickers, coincidindo com os dados do fabricante.

No caso da válvula da Bosch Rexroth, os resultados não foram comparados pois a válvula de testes foi descontinuada não havendo atualmente informação precisa sobre a mesma.

Em relação ao número e complexidade dos exercícios didáticos que foram inicialmente previstos, foram todos implementados.

## 6.1 Trabalhos futuros

Concluída a realização da dissertação, são de seguida sugeridos trabalhos futuros, para melhorar o funcionamento das bancadas óleo-hidráulicas Gustavo Cudell e Festo, assim como a expansão da sua aplicabilidade.

Em trabalhos futuros, sugere-se a instalação de um transdutor de deslocamento nas bancadas para medição do curso dos cilindros com exatidão. Versões mais atualizadas dos *softwares* com maior número de variáveis. Durante o desenvolvimento e posterior ensaio dos exercícios constatou-se que a o depósito da bancada Gustavo Cudell verte óleo, deve-se proceder à sua reparação, que os vedantes da válvula proporcional direcional da Vickers e a ligação ao tanque da bancada Festo se devem encontrar em mau estado, pois estão a verte óleo, considero importante a averiguação do seu estado, e caso seja necessário, a sua substituição. Sugere-se ainda, para a bancada da Festo a instalação de um novo tanque com termómetro que forneça informação sobre a temperatura do óleo, ou a introdução de um transdutor de temperatura de modo a realizar a monitorização desta, uma vez que a temperatura do óleo é um fator que pode influenciar os resultados obtidos nos exercícios.

Sugere-se também o desenvolvimento de exercícios didáticos que envolvam a utilização do transdutor de deslocamento, a ligação da válvula direcional proporcional 4/3 tipo 4WREE Bosch Rexroth a outros cilindros existentes no LARI, para experimentação do exercício 2 em modo “Manual” e modo “Automático”, o desenvolvimento de exercícios que incluam rampas de aceleração/desaceleração para ambas as válvulas direcionais proporcionais, no caso da válvula proporcional Vickers será a realização de exercícios mais complexos sobre rampas.

## Referências

- Beijer Electronic. (2005). *Information Designer User's Guide*. Recuperado a 1 de fevereiro, 2016 de [http://beijerinc.com/pdf/I\\_D\\_Users\\_Guide\\_MA00750A\\_English.pdf](http://beijerinc.com/pdf/I_D_Users_Guide_MA00750A_English.pdf)
- Beijer Electronics. (2014). *Installation manual for EXTER T70*. Recuperado a 1 de fevereiro, 2016 de [http://beijerinc.com/pdf/EXTER\\_T70\\_MAEN772E\\_English.pdf](http://beijerinc.com/pdf/EXTER_T70_MAEN772E_English.pdf)
- Bosch Group, Rexroth. (2012). *4/2 and 4/3 proportional directional valves, direct operated, with electrical position feedback, without/with integrated electronics (OBE), Type 4WRE; 4WREE|RE 29061/11.12*. Recuperado a 6 de maio 2017 de [https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products\\_13/product\\_groups\\_1/industrial\\_hydraulics\\_5/pdfs\\_4/re29061.pdf](https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/re29061.pdf)
- Festo Didactic (2016). *4/3-Way Proportional Valve (04/2003)*. GmbH & Co. KG. Recuperado a 11 de maio, 2016 de <http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00231596001075223506.pdf>
- Festo Didactic. (07/2001). *Hydraulic power pack 2 l/min*. Recuperado a de 11 dezembro, de 2017 <http://www.festodidactic.com/ov3/media/customers/1100/00250497001075223492.pdf>
- Festo Didactic. (03/2011). *Double-acting cylinder*. GmbH & Co. KG. Recuperado a 11 de maio, 2016 de [http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/152857\\_184489\\_184488\\_184490\\_573025\\_572746\\_572748\\_572749\\_572747\\_572750\\_zylinder\\_deenesfr.pdf](http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/152857_184489_184488_184490_573025_572746_572748_572749_572747_572750_zylinder_deenesfr.pdf)
- Festo Didactic. (1996). *Proportional hydraulics, Basic level (Textbook)*. Recuperado a 11 de maio, 2017 de <http://www.iranfluidpower.com/pdf/proportional/Festo-Proportional.pdf>
- Santos, Adriano A., & Silva, António F. (2015). *Automação Integrada – 2ª Ed.* Porto: Publindústria -Edições Técnicas. ISBN: 9789897231278.

- Siemens Simatic. (2008). *Manual del sistema de automatización S7-200*. Recuperado a 12 de novembro, 2015 de <http://w5.siemens.com/spain/web/es/industry/automatizacion/simatic/Documents/S7200ManualSistema.pdf>
- Silva, António Ferreira. (2016). *Hidráulica Proporcional*. Apontamentos de Automatismos e Controlo Industrial. *Mestrado em Engenharia Mecânica*. Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior de Engenharia do Porto.
- Skinner, S. C. (1998). *Elementos de Hidráulica Proporcional*. Vickers Systems. (F. Freitas, professor da Faculdade de Engenharia do Porto, Trad.). Porto: Hidromática, Soluções de Automação.
- Skinner, Steve (2000). *Proportional Valves - Basic Principles*. Eaton Hydraulics, Havant, UK. Recuperado a 20 de outubro, 2015 de <http://metalib.fe.up.pt/V/7GV8T37T3EH92I813S1DYCLFAKS4TSECUYRH7BC9SJUUAFGHN5-26740?func=meta->

## *Outra bibliografia consultada*

Beijer Electronics. (2009). *Information Designer for the EXTER™ series*. Reference Manual. Recuperado a 1 de fevereiro, 2016 de [https://www.google.pt/search?q=HMI+Beijer++Information+designer+tutorial+\(3\)&oq=HMI+Beijer++Information+designer+tutorial+\(3\)&aqs=chrome..69i57&sourceid=chrome&es\\_sm=122&ie=UTF-8](https://www.google.pt/search?q=HMI+Beijer++Information+designer+tutorial+(3)&oq=HMI+Beijer++Information+designer+tutorial+(3)&aqs=chrome..69i57&sourceid=chrome&es_sm=122&ie=UTF-8)

Beijer Electronics.(2006). *EXTER-Design Inteligente*. Recuperado a 1 de fevereiro, 2016: [http://www.beijer.no/web/webbfiles.nsf/0/E7FA1DA759764555C125733000217114/\\$File/EXTER\\_BRPT\\_0462B\\_Portuguese.pdf](http://www.beijer.no/web/webbfiles.nsf/0/E7FA1DA759764555C125733000217114/$File/EXTER_BRPT_0462B_Portuguese.pdf)

Campos, André Filipe Soares. (2013). *Controlo de Manipulador Hidráulico de Três Eixos*. Dissertação de mestrado, Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Porto. *Catálogo da Biblioteca da FEUP*. Recuperado a 30 de janeiro, 2016 de <http://metalib.fe.up.pt/V/7GV8T37T3EH92I813S1DYCLFAKS4TSECUYRH7BC9SJUUAFGHN5-26740?func=meta-3>

Carneiro, Pedro Ricardo Carvalho Dias. (2013). *Automatização de Bancas Didáticas de Óleo-hidráulica*. Dissertação de mestrado, Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Porto. *Catálogo da Biblioteca da FEUP*. Recuperado a 27 de janeiro, 2016 de <http://metalib.fe.up.pt/V/7GV8T37T3EH92I813S1DYCLFAKS4TSECUYRH7BC9SJUUAFGHN5-26740?func=meta-3>

Carvalho, Lucas Gomes. (2013). *Controle de um Misturador de Líquidos Utilizando um Controlador Lógico Programável*. Monografia de Graduação em Engenharia de Controlo e Automação. Universidade Federal de Ouro Preto. Centro de Tecnologia. Departamento de Engenharia de Computação e Automação. Recuperado a 4 setembro 2015 de <http://www.em.ufop.br/cecau/monografias/2013/Lucas%20Gomes%20de%20Carvalho.pdf>

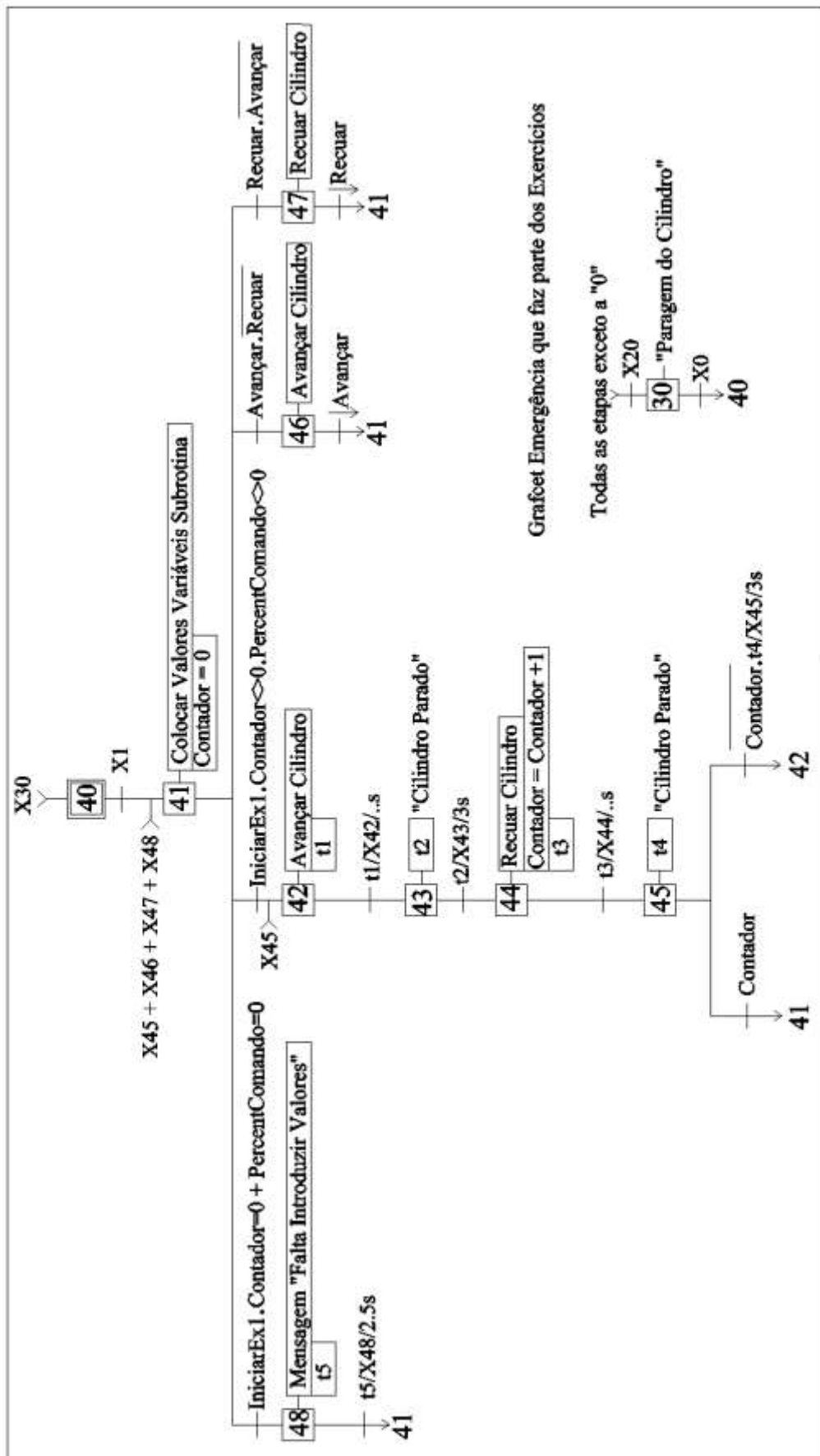
- Fernandes, Sara Fonseca Bazenga. (2012). *Requalificação Tecnológica de Banca Óleo-hidráulica*. Dissertação de mestrado, Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Porto. *Catálogo da Biblioteca da FEUP*. Recuperado a 27 de janeiro, 2016 de <http://metalib.fe.up.pt/V/7GV8T37T3EH92I813S1DYCLFAKS4TSECUYRH7BC9SJUUAFGHN5-26740?func=meta-3>
- Festo Didactic. (2015/2016). *Tecnología para formación y ciencias. La gama actual de productos*. Recuperado a 11 de maio, 2017 de <https://www.festo.com.cn/net/SupportPortal/Files/425764/Catalog%20Web%202015%20ES.pdf>
- Gomes, Rui Miguel Oliveira Ferreira. (2013). *Conceção e Desenvolvimento de Interfaces Gráficas Baseadas em Sistema de Microcontroladores Microchip*. Dissertação de mestrado, Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Porto. Recuperado a 12 de dezembro 2015 de <https://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/69740/2/56204.pdf>
- Jorge, João Clemente Quintal. (2013). *Automação de Banca Didática de Óleo-Hidráulica*. Dissertação de mestrado, Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Porto. *Catálogo da Biblioteca da FEUP*. Recuperado a 27 de janeiro, 2016 de <http://metalib.fe.up.pt/V/7GV8T37T3EH92I813S1DYCLFAKS4TSECUYRH7BC9SJUUAFGHN5-26740?func=meta-3>
- Neto, João Teixeira Carvalho. (2011). *Controladores Lógicos Programáveis*. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Centro de Tecnologia. Departamento de Engenharia de Computação e Automação. Recuperado a 4 setembro 2015 de <http://www.dca.ufrn.br/~joaoteixeira/ApostilaCLPFinal.pdf>
- Portela, Fábio Jorge Mendes. (2015). *Automação de prensa Hidráulica de Laboratório*. Dissertação de mestrado, Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Porto.
- Rodrigues, António José Marques. (2015). *Desenvolvimento e Projeto de um Sistema de Controlo de Segurança em Processo de Estampagem*. Dissertação de mestrado em Engenharia Eletrotécnica. Departamento de Engenharia Eletrotécnica do Instituto

- Superior de Engenharia de Coimbra. Recuperado a 12 de dezembro, 2015 de [http://files.isec.pt/DOCUMENTOS/SERVICOS/BIBLIO/Teses/Tese\\_Mest\\_Antonio-Rodrigues.pdf](http://files.isec.pt/DOCUMENTOS/SERVICOS/BIBLIO/Teses/Tese_Mest_Antonio-Rodrigues.pdf)
- Siemens Simatic. (2005). *Manual del sistema de automatización S7-200*. Recuperado a 12 de novembro, 2015 de [http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data\\_files/automatizacni\\_systemy/mikrosystemy/simatic\\_s7200/manual\\_s7\\_200\\_2005\\_en.pdf](http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/automatizacni_systemy/mikrosystemy/simatic_s7200/manual_s7_200_2005_en.pdf)
- Silva, António Ferreira. (2014/2015). *Complementos de Linguagem Ladder*. Apontamentos de Automatismos e Controlo Industrial. *Mestrado em Engenharia Mecânica*. Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior de Engenharia do Porto.
- Sousa, Jorge Fernando. (2013). *Banca de Ensaios de Sistemas Eletro-Hidráulicos*. Dissertação de mestrado, Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Porto. *Catálogo da Biblioteca da FEUP*. Recuperado a 27 de janeiro, 2016 de <http://metalib.fe.up.pt/V/7GV8T37T3EH92I813S1DYCLFAKS4TSECUYRH7BC9SJUUAFGHN5-26740?func=meta-3>



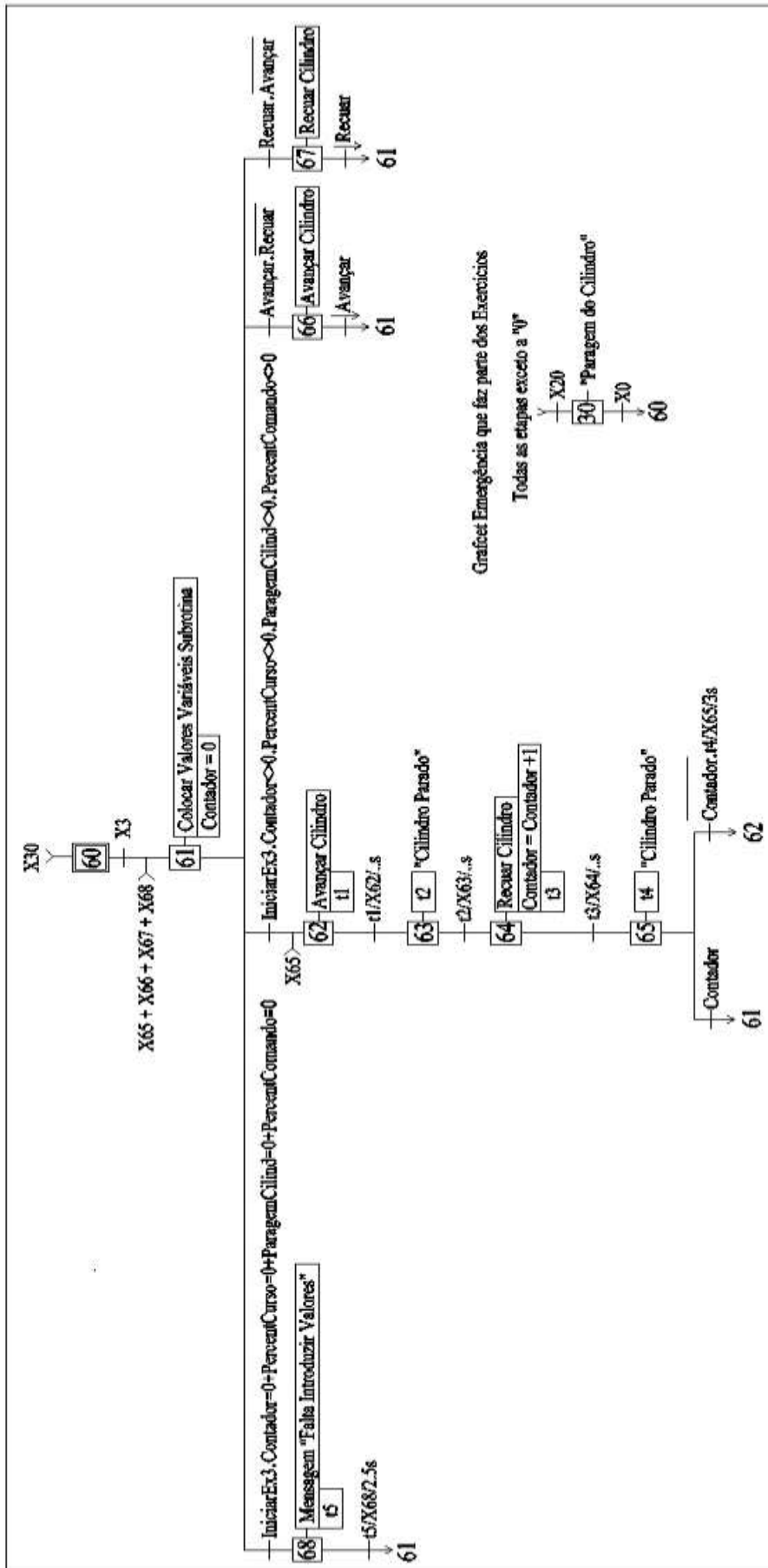
## Anexo A. GRAFCET's de programação

Exercício 1 - “Modo “ manual - Válvula direcional proporcional Bosch Rexroth

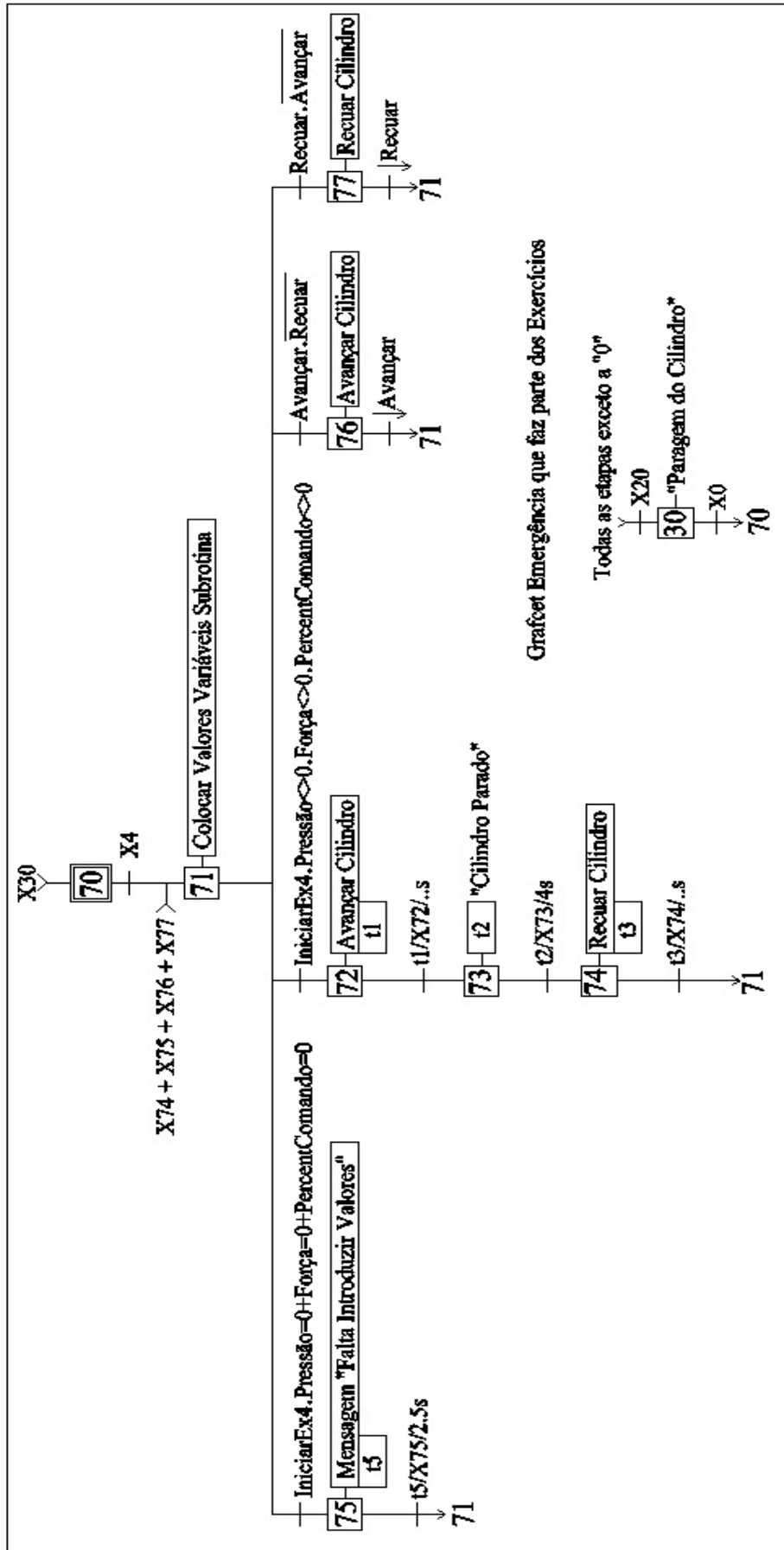




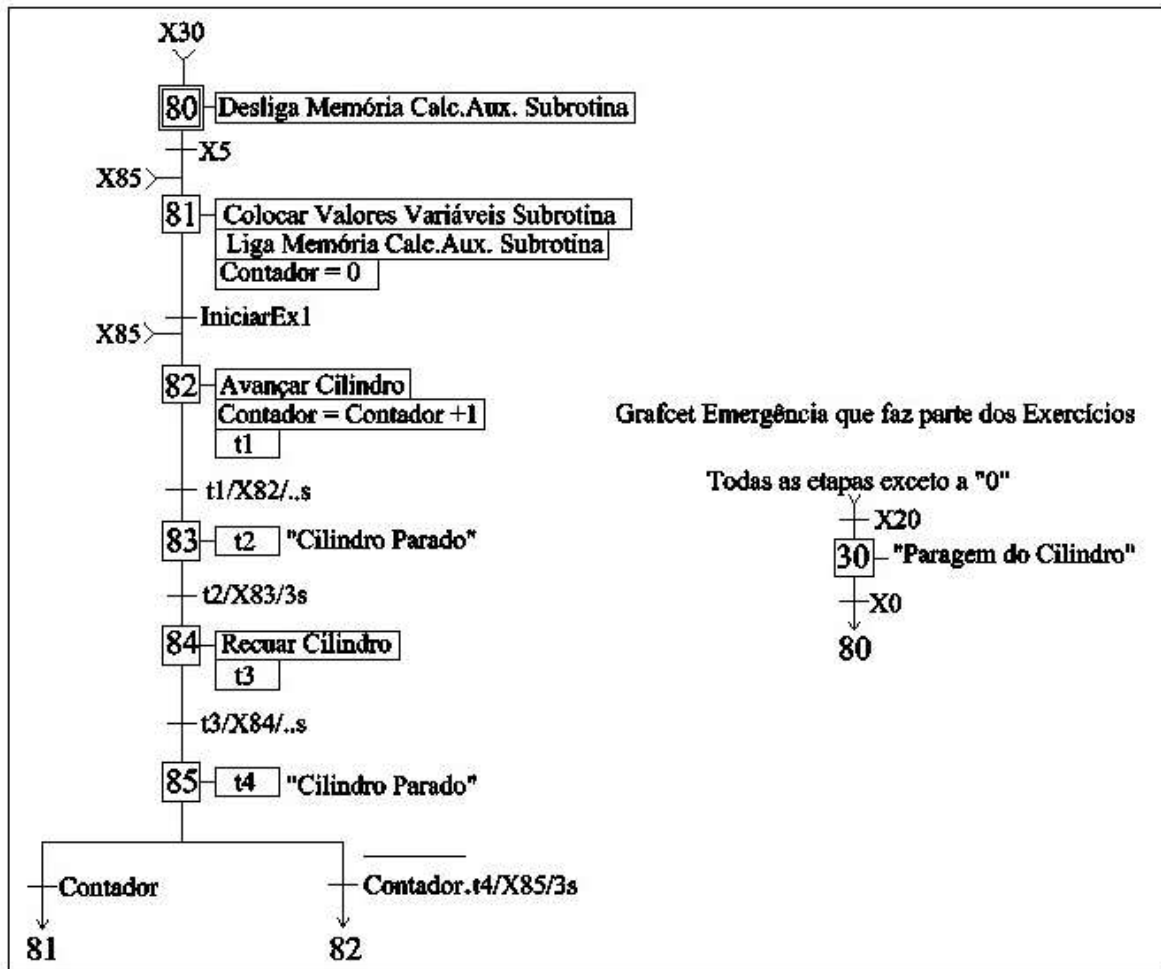
Exercício 3 - “Modo “ manual - Válvula direcional proporcional Bosch Rexroth



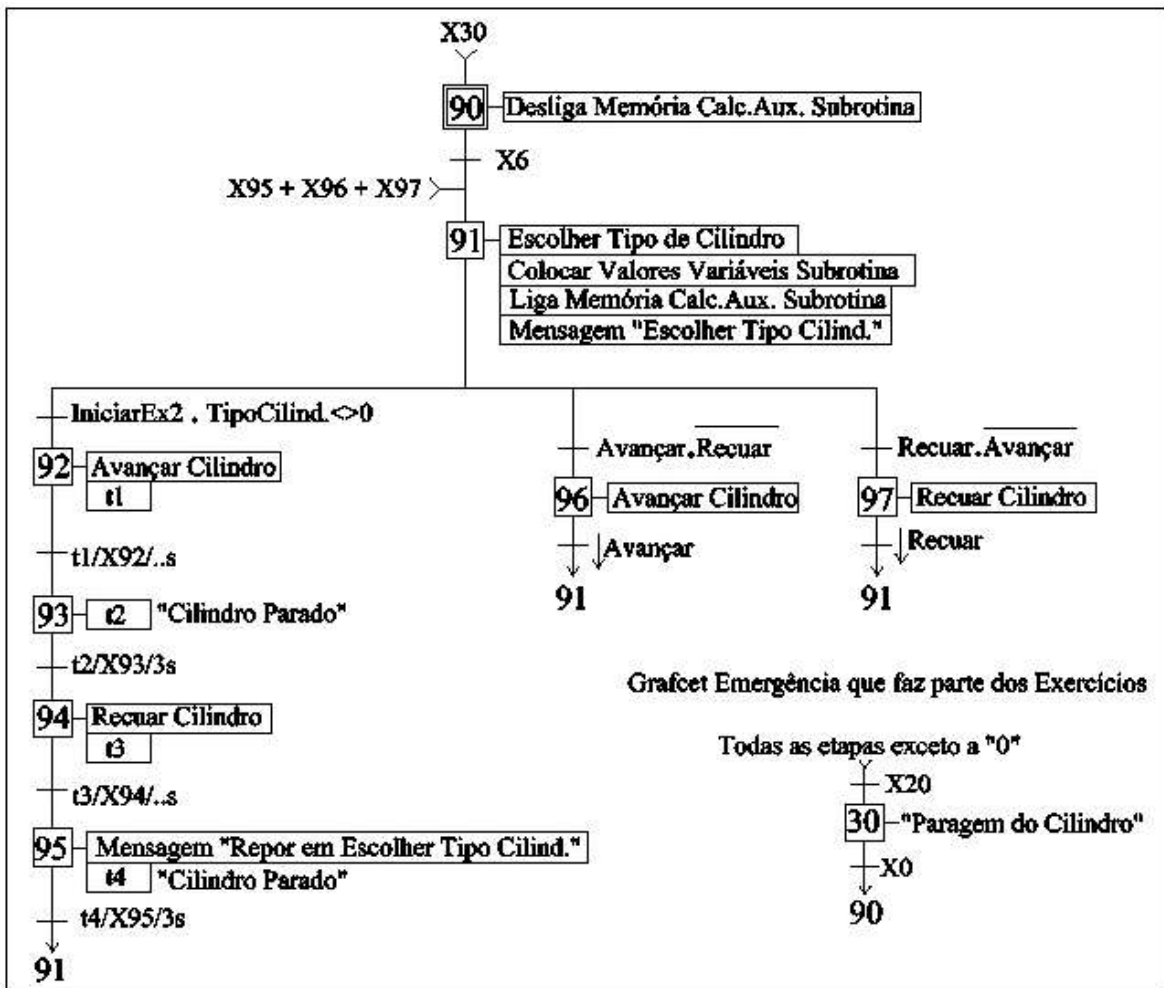
Exercício 4 - “Modo “ manual - Válvula direcional proporcional Bosch Rexroth



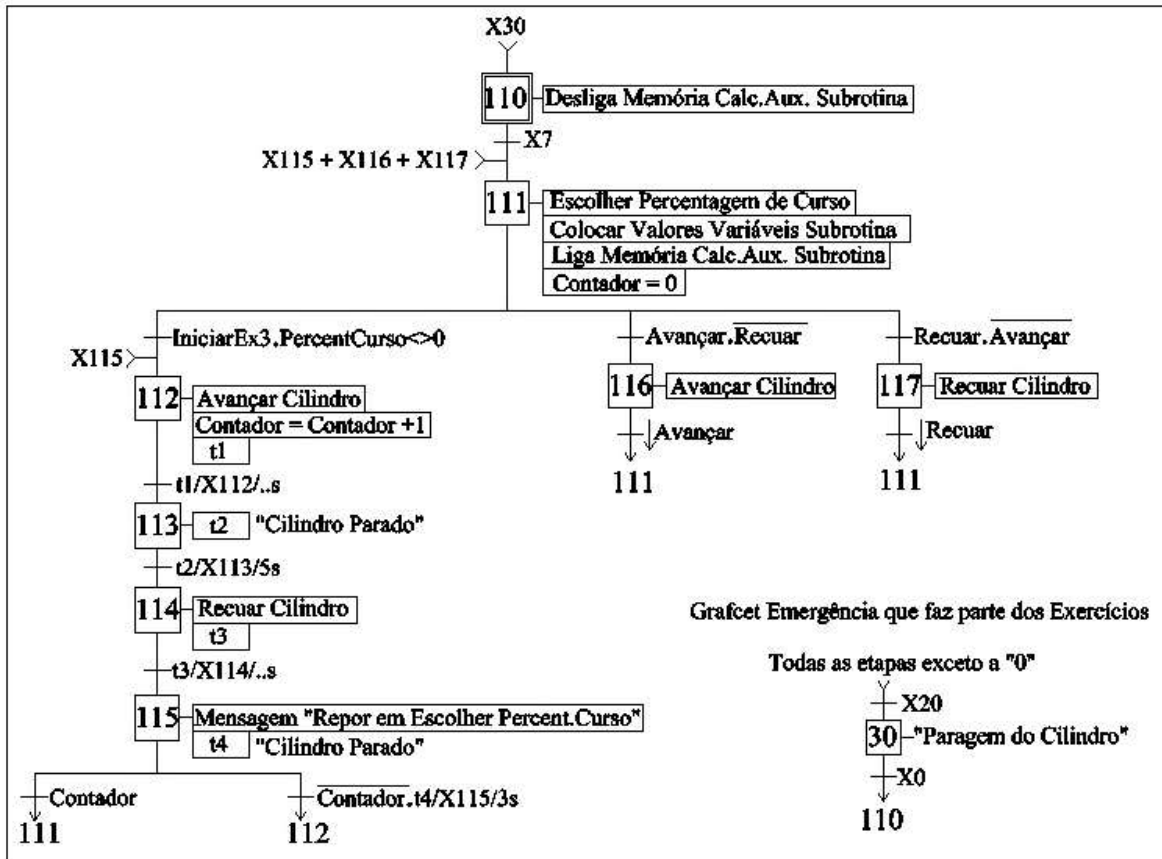
### Exercício 1 - "Modo " automático - Válvula direcional proporcional Bosch Rexroth



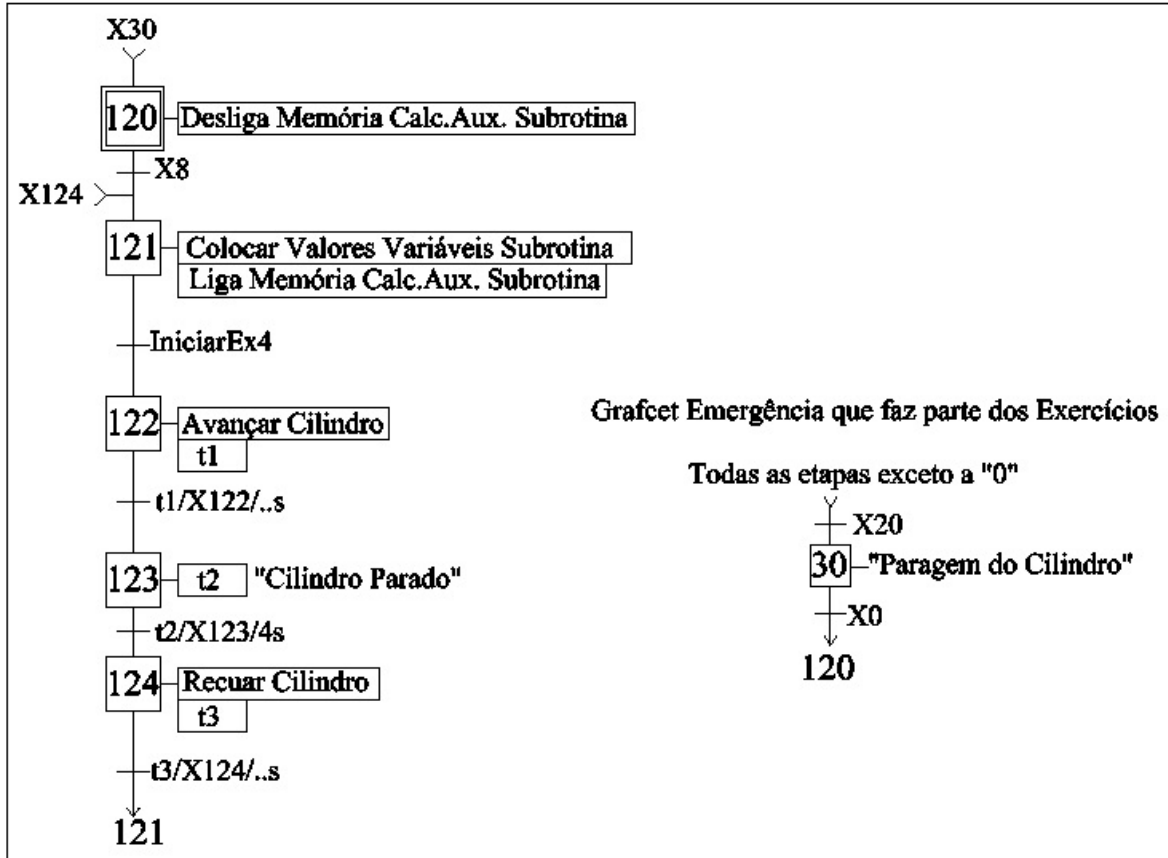
Exercício 2 - "Modo " automático - Válvula direcional proporcional Bosch Rexroth



### Exercício 3 - “Modo “ automático - Válvula direcional proporcional Bosch Rexroth

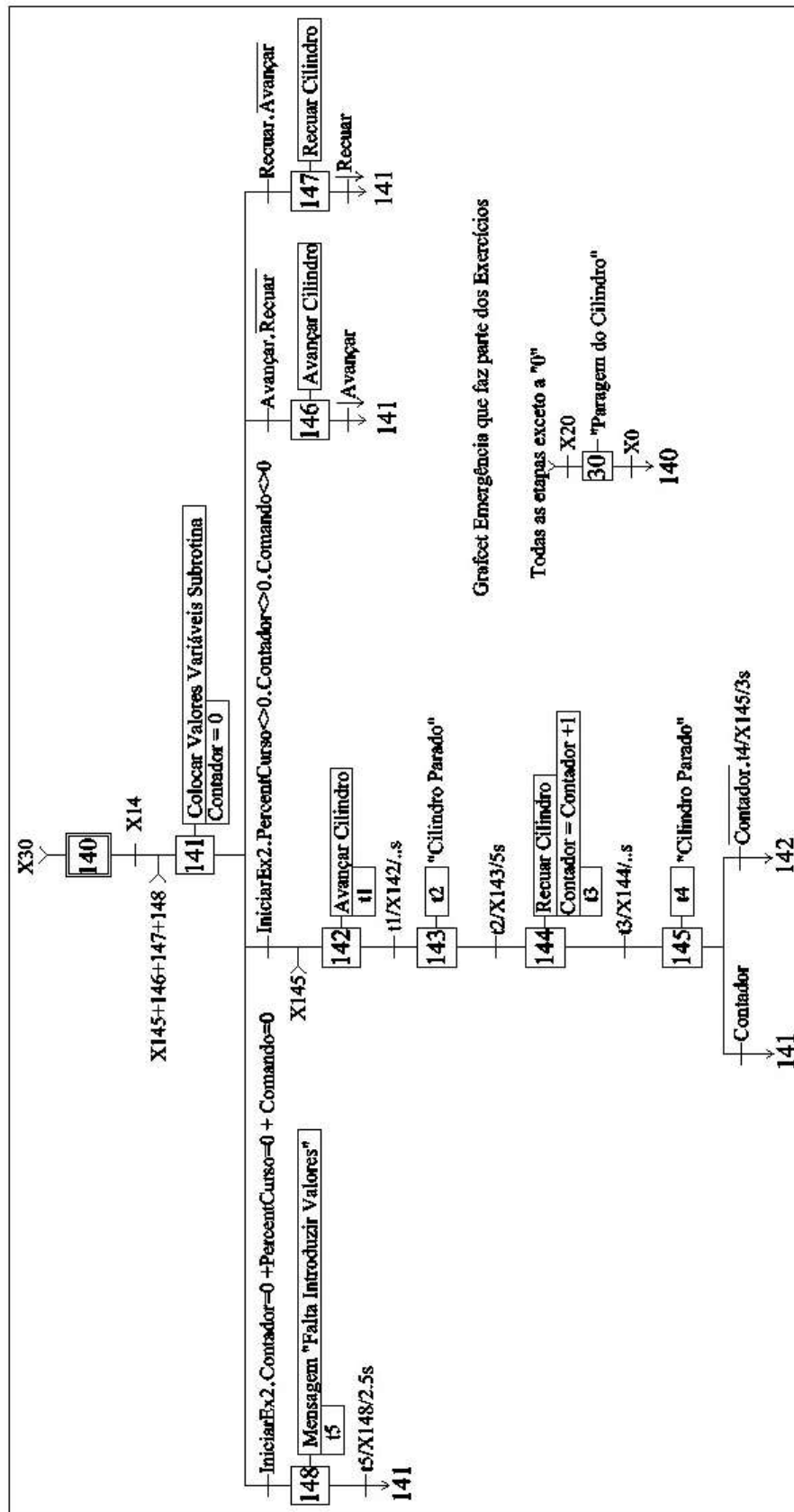


### Exercício 4 - "Modo " automático - Válvula direcional proporcional Bosch Rexroth

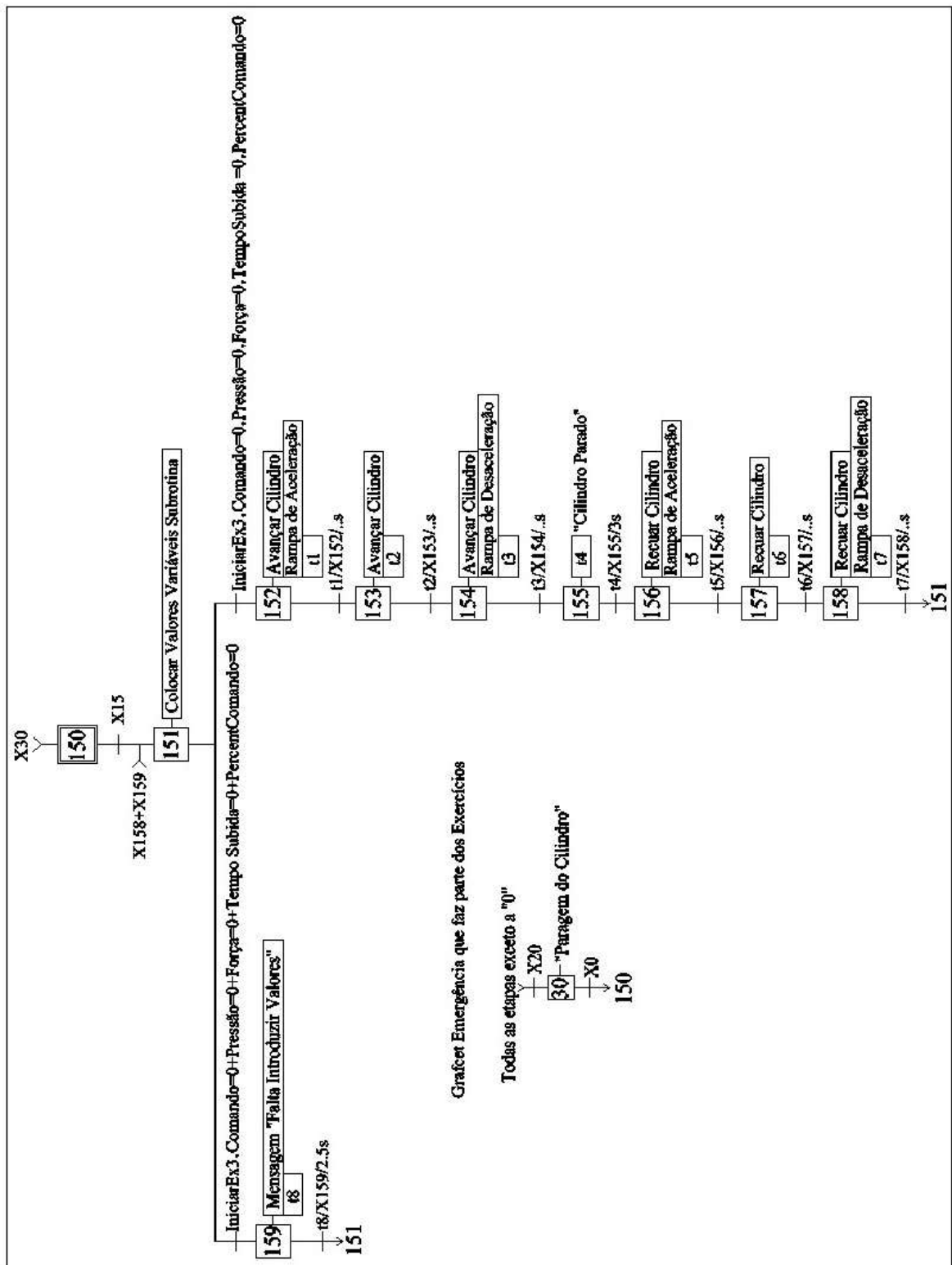




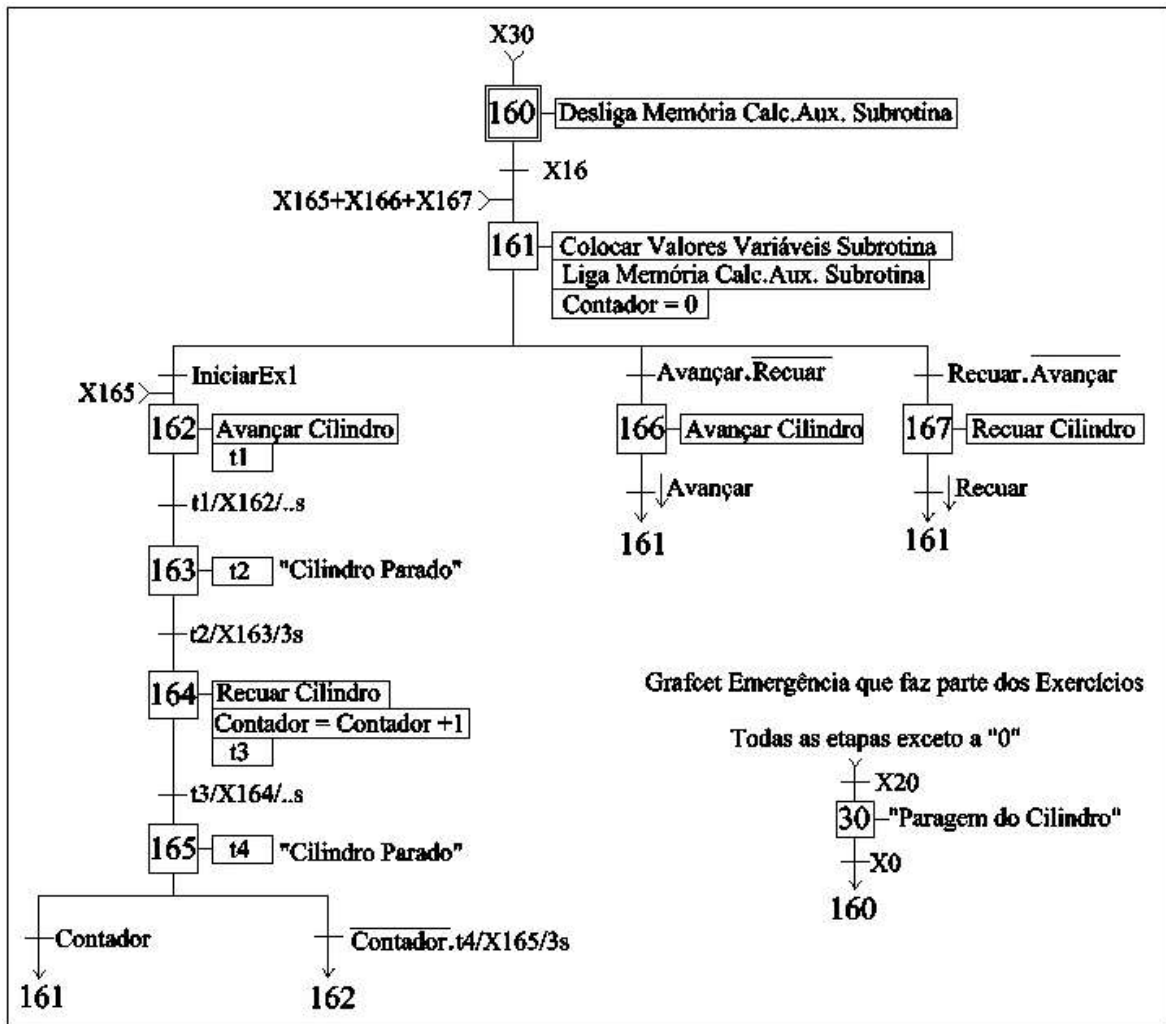
Exercício 2 - “Modo “ manual - Válvula direcional proporcional Vickers



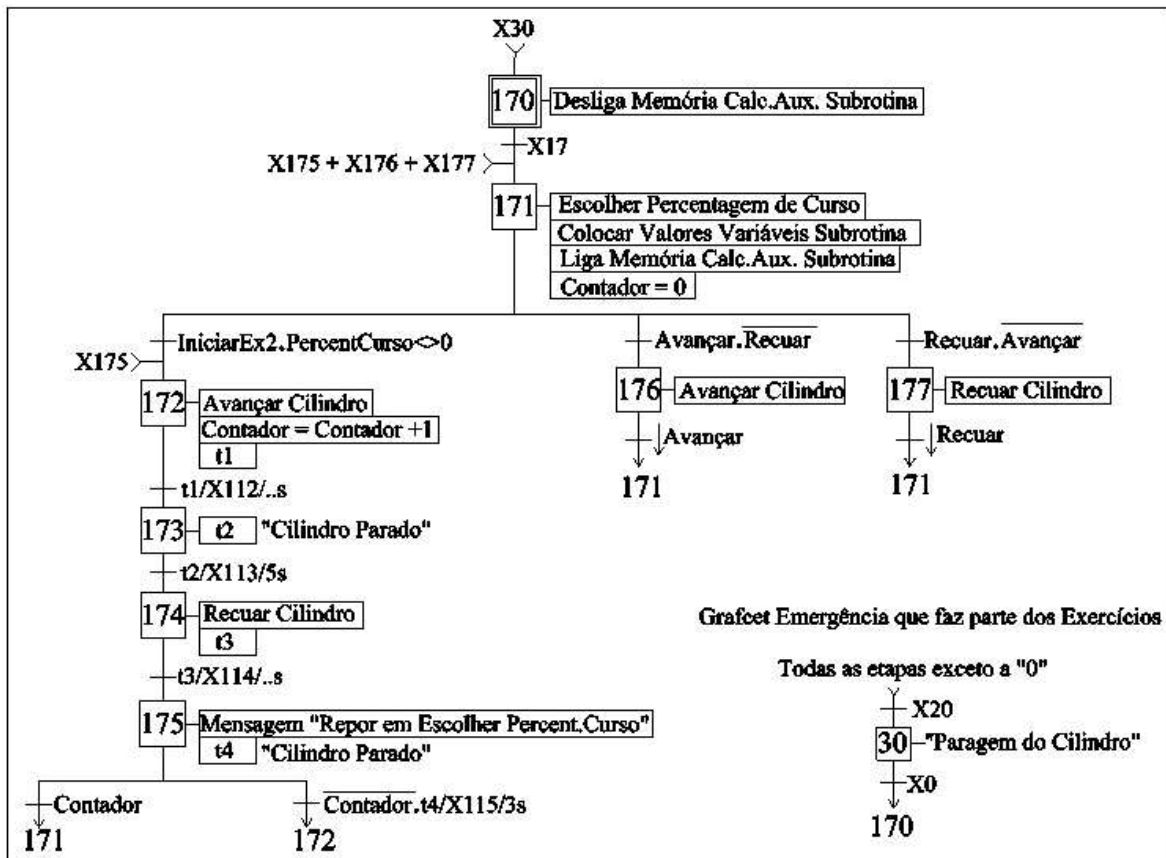
Exercício 3 - “Modo “ manual - Válvula direcional proporcional Vickers



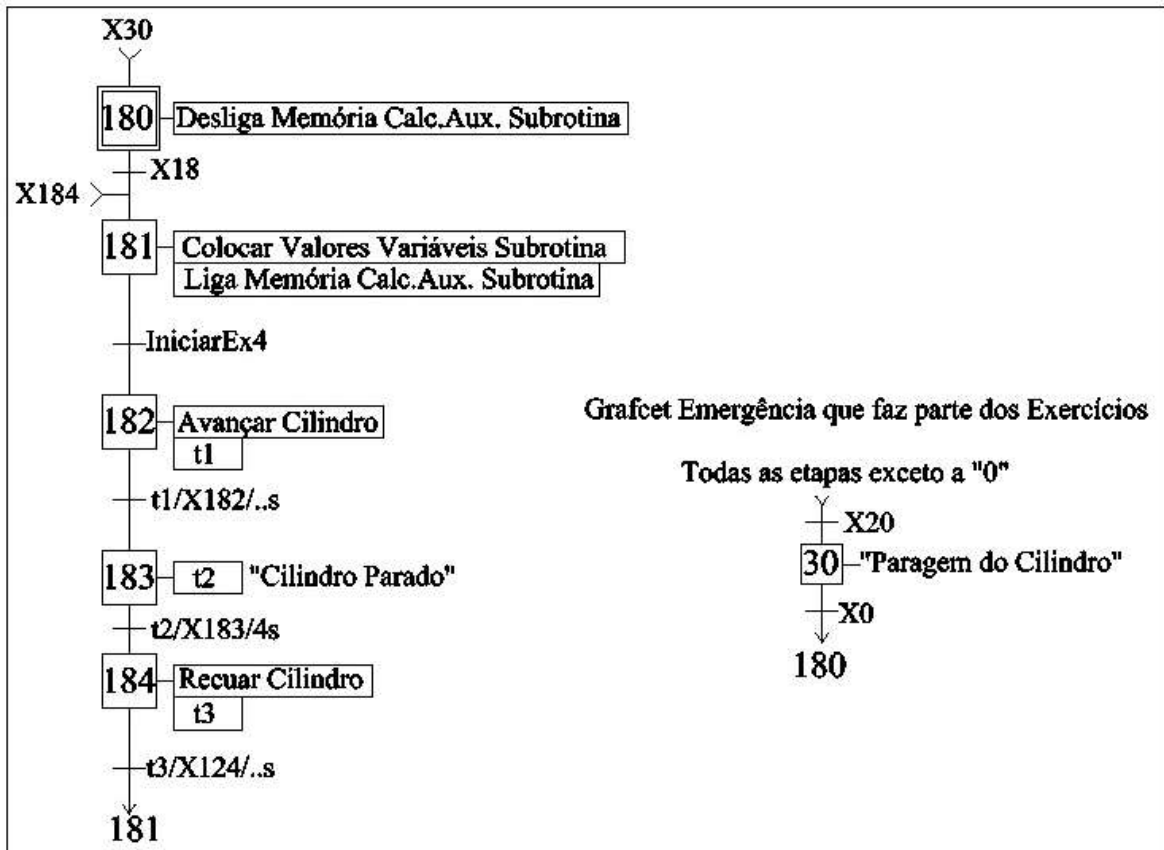
**Exercício 1 - “Modo “ automático - Válvula direcional proporcional Vickers**



## Exercício 2 - "Modo " automático - Válvula direcional proporcional Vickers



**Exercício 3 - “Modo “ automático - Válvula direcional proporcional Vickers**



**Reposição do Cilindro**

